



# **UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS**

**FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS**

**E.A.P. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS**

**Diseño hidráulico de tuberías, selección de equipos y estudio del sistema de refrigeración implementado en planta cervecera para el proceso de maduración de cerveza**

## **MONOGRAFÍA**

**Para optar el Título de Ingeniero Mecánico de Fluidos**

### **AUTOR**

**José Luis Atalaya Chumán**

**LIMA – PERÚ  
2014**

## **DEDICATORÍA**

Este trabajo está dedicado a mis padres, hermano, esposa e hija, a quienes agradezco de todo corazón por su amor, cariño y comprensión. En todo momento los llevo conmigo.

Agradezco a Dios por permitirme llegar hasta este momento tan importante de mi vida y llenar mi vida de dicha y bendiciones.

Agradezco a todos mis familiares y amigos por su confianza y lealtad.

Agradezco a mis maestros que participaron en mi desarrollo profesional durante mi carrera, sin su ayuda y conocimientos no estaría en donde me encuentro ahora.

**DISEÑO HIDRAULICO DE TUBERIAS, SELECCIÓN DE  
EQUIPOS Y ESTUDIO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN  
IMPLEMENTADO EN PLANTA CERVECERA PARA EL  
PROCESO DE MADURACION DE CERVEZA**

## PRÓLOGO

La implementación del sistema de refrigeración que se diseñara y estudiara en la presente monografía nace a pedido de la empresa Cervecera, ante la necesidad de ampliar y mejorar el proceso de maduración de cerveza, para alcanzar cada día una mayor eficiencia y de esa forma poder mantener el liderazgo que sus marcas poseen en el mercado, a través del cumplimiento de las altas exigencia de los consumidores. Cabe detallar que durante el proceso de maduración se obtiene el sabor definitivo del producto por lo que se considera un proceso clave que marcara la diferencia de sabor con respecto a otras marcas de cerveza.

La empresa cervecera a la que hace referencia este proyecto y que por motivos de confidencialidad no detallamos su razón social tiene la filosofía de innovación frecuente, en la mejora constante de procesos, tener mayores controles de calidad y aumentar la producción para poder suplir las altas demandas del mercado.

El Área de Ingeniería y Proyectos de esta empresa cervecera es la encargada de asegurar el mantenimiento y optimización constante de los servicios dispuestos para la producción de cerveza, entre los cuales se encuentran los sistemas de vapor, refrigeración con amoniaco, recuperación de CO<sub>2</sub>, enfriamiento de agua, entre otros.

El requerimiento del Área de Ingeniería y Proyectos era implementar un área de enfriamiento adicional denominada SEPA N°3 de tal manera de abastecer el consumo de frio que se incrementara de manera proporcional a la producción proyectada para fines del año 2012, el área de enfriamiento SEPA N°3 contara con un nuevo enfriador de cerveza verde 700 HL/h para el proceso de maduración de cerveza el cual requiere 474 Kw de energía frigorífica.

Conociendo que una de las políticas de esta empresa cervecera es el ahorro energético se le propuso como solución implementar un sistema de refrigeración por recirculación con capacidad térmica de 760 Kw el cual utilizara como refrigerante el AMONIACO “R-717”,

El presente proyecto presenta el diseño y estudio térmico del sistema de refrigeración con amoniaco implementado en una planta cervecera utilizando como base los principios adquiridos en el desarrollo de la carrera de Ingeniería Mecánica de Fluidos tales como: termodinámica, transferencia de calor, mecánica de fluidos.

## INDICE GENERAL

	PAGINA
PROLOGO	4
INTRODUCCION	9
OBJETIVO GENERAL Y ESPECIFICOS	10
<b>CAPITULO 1: GENERALIDADES</b>	<b>12</b>
1.1. Antecedentes históricos	12
1.2. Proceso de elaboración de la cerveza	13
1.3. Descripción de operación del sistema de refrigeración implementado	16
1.3.1. Proceso de maduración de la cerveza	16
1.3.2. Equipos del sistema de refrigeración	17
1.3.3. Equipos que requieren refrigeración	21
1.3.4. Distribución del refrigerante	22
<b>CAPITULO 2: MARCO TEORICO</b>	<b>24</b>
2.1 Definición de conceptos generales	24
2.1.1. Masa y densidad	24
2.1.2. Flujo volumétrico y flujo másico	24
2.1.3. Presión	25
2.1.4. Calor	27
a) Calor y movimiento molecular	27
b) Dilatación de sólidos y líquidos	27
c) Unidades de cantidad de calor.	28
d) Calor específico.	28
e) Calor sensible y calor latente.	28
2.1.5. Temperatura	29
2.1.6. Transferencia de calor	30
a) Transmisión de calor por conducción, convección y radiación.	30
2.1.7. Trabajo	34
2.1.8. Potencia	35
2.2 Conceptos y principios termodinámicos	35
2.2.1. Sistema termodinámico	35
2.2.2. Procesos y ciclos	35
2.2.3. Proceso de flujo estable	36
2.2.4. Entalpía: una propiedad de combinación	36

2.2.5. Temperatura de saturación.	37
2.2.6. Vapor sobrecalentado.	37
2.2.7. Líquido subenfriado.	38
2.2.8. Diagramas de proceso.	38
2.2.9. Diagrama presión-entalpía	39
a) Zonas en el Diagrama de Mollier	39
b) Líneas del diagrama de Mollier	40
2.2.10. Primera ley de la termodinámica	44
2.2.11. Balance de energía para sistemas de flujo estable	45
2.3 Principios de refrigeración	45
2.3.1. Refrigeración	45
2.3.2. Necesidad de aislamiento térmico	45
2.3.3. La carga de refrigeración	45
2.3.4. El agente refrigerante	46
a) Clasificación de los refrigerantes	47
b) Características de un refrigerante primario	47
2.3.5. Sistema típico de compresión – vapor	48
2.3.6. El ciclo de refrigeración saturado simple	49
a) El proceso de expansión	51
b) El proceso vaporizante	52
c) El proceso de compresión	52
d) El proceso de condensación	54
2.3.7. Ciclos reales de refrigeración	55
a) Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión	55
b) Efecto del subenfriamiento en el líquido	56
c) Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción	57
2.3.8. Efecto refrigerante	60
2.3.9. Capacidad del sistema	61
2.3.10. Masa de refrigerante circulado por minuto	62
2.3.11. Gasto o razón de flujo de volumen de vapor	62
2.3.12. Capacidad del compresor	62
<b>CAPITULO 3. DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</b>	<b>64</b>
3.1. El refrigerante ideal	65
3.1.1. El amoníaco como refrigerante primario	66
3.2. Evaporadores	68
3.2.1. Requisitos de los evaporadores	68

3.2.2. Sistema de refrigeración de expansión directa (DX)	69
a) Válvula de expansión termostática	70
3.2.3. Sistema de refrigeración recirculado o sobrealimentado	70
a) El aceite en los evaporadores	73
3.2.4. Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza	74
a) Tipo de placas	75
b) Diseño del Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza verde	77
3.3. Control de flujo de refrigerante	87
3.3.1. Selección de válvula de control de flujo refrigerante	87
a) Funcionamiento de válvula de motor modulada	88
b) Selección de válvula motorizada tipo ICM	88
3.4. Tanque separador de líquido de baja presión	89
3.4.1. Selección de tanque separador de baja presión	89
3.5. Compresor	95
3.5.1. Compresor de tornillo	96
a) Enfriamiento de aceite tipo termosifón	99
b) Control de la capacidad	101
c) Ventajas y desventajas de aplicación del compresor de tornillo	102
d) Selección de compresor tipo tornillo	103
3.6. Condensador evaporativo	110
a) Selección del condensador evaporativo	112
b) Procedimiento de selección del condensador evaporativo	112
3.7. Tanque recibidor de líquido	115
3.7.1. Selección del tanque recibidor de líquido	116
3.8. Tuberías y accesorios para refrigerante	116
3.8.1. Calculo de caída de presión en tuberías	116
a) Ecuación de Darcy – Weisbach	118
3.8.2. Calculo de caída de presión en las conexiones	119
3.8.3. Efectos de la caída de presión	119
3.8.4. Tablas y software para el diseño de tuberías	122
3.9. Bombas de amoníaco	122
3.9.1. Selección de la bomba de amoníaco	122
a) El NPSH de bombas e instalaciones	124
<b>CAPITULO 4. CALCULOS Y RESULTADOS</b>	<b>126</b>
4.1. Determinación de los requerimientos de enfriamiento	127
4.2. Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza verde	128

4.3. Determinación de las dimensiones del tanque separador	132
4.4. Determinación del compresor tornillo	133
4.5. Determinación del condensador evaporativo	134
4.6. Determinación del dimensionamiento de tuberías de refrigerante	135
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>137</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>138</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>139</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>140</b>



## INTRODUCCIÓN

La refrigeración industrial es tal vez uno de los muchos sistemas que el ser humano ha desarrollado como consecuencia de la necesidad del hombre de mantener ciertos productos de consumo a temperaturas relativamente bajas ya sea para prolongar la vida de alimentos perecederos o simplemente para obtener algunas comodidades. La refrigeración es imprescindible hoy en día, si se preguntara ¿Qué producto alimenticio no requeriría ser enfriado? Ante una pregunta como está, la verdad no se encontraría una respuesta rápida sin pensar detalladamente el interrogante. La aplicación de esta sucede en sectores como, la conservación de frutas, verduras, en la floricultura y por supuesto en el sector de las bebidas.

La industria de las bebidas ha tenido muchos avances a finales de los años 80, en especial la industria cervecera, por ejemplo se tendrá en memoria siempre el uso de los antiguos barriles cerveceros ubicados en grandes cuartos fríos, hasta su reemplazo por los modernos tanques que trabajan en largas jornadas diarias realizando lo que los cerveceros llaman uniproceso. Todo esto gracias a las personas que han dedicado tiempo y esfuerzo en investigaciones para hacer un uso adecuado de la refrigeración y de esta manera un mejor aprovechamiento de la energía.

Este trabajo monográfico desarrolla la ingeniería de detalle hidráulica del sistema de refrigeración en función de los requerimientos solicitados por el Área de Proyectos de la Planta Cervecer, esta ingeniería desarrolla los siguientes puntos:

- Diseño de sistema de refrigeración según necesidades del proceso de maduración en la planta cervecera.
- Selección y distribución de equipos y accesorios.
- Diseño y cálculo de líneas transportadoras de amoníaco(Piping)

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General**

- Desarrollar un diseño en instalaciones de refrigeración por recirculación de amoníaco para una planta cervecera bajo criterios de óptima operación, eficiencia y confiabilidad.

### **Objetivos Específicos**

- Formular un diseño óptimo aplicable a cualquier tipo de planta que utilice como refrigerante amoníaco.
- Analizar las características de los equipos, los procesos y operaciones realizadas del sistema de refrigeración.
- Identificar las variables de control del proceso de maduración en una planta cervecera.

# **CAPITULO 1**

## **GENERALIDADES**

## CAPITULO 1. GENERALIDADES

### 1.1. Antecedentes históricos

En el siglo XIX el calor descomponía la carne y las hortalizas de manera muy rápida y esa descomposición a su vez provocaba vómitos, enfermedades, ambientes inhabitables y gente muy mal humorada.

Actualmente nosotros no padecemos ninguno de los problemas mencionados en el párrafo anterior gracias a algo que apenas si nos fijamos, LA REFRIGERACION.

¿Pero saben quien nos trajo la buena Nueva?

Los primeros sistemas de refrigeración comercialmente viables se construyeron para la industria cervecera ya que los cerveceros tenían la necesidad y la financiación, así que urgieron a la industria de la refrigeración.

Todo esto debido a una clase de cerveza que se popularizo en Estados Unidos durante el siglo XIX, la cerveza rubia llamada LAGER. Llego a Estados Unidos por 1840 con los inmigrados alemanes como Frederick Millar y Adolph Coors, a diferencia de la cervezas clásicas la Lager necesita frío para su elaboración.

La cerveza Lager debe elaborarse a bajas temperaturas porque se tiene que controlar que la fermentación se produzca lentamente, solo así se puede controlar el sabor de la cerveza.

Hace 150 años la única opción era el hielo arrancado de la naturaleza, este era transportado en barcos hasta el puerto, no era la situación ideal ya que el hielo es muy pesado lo cual lo convierte en una mercancía difícil, muy costosa de transportar y encima se acaba derritiendo. Con la llegada de la primavera la cerveza se terminaba hasta el siguiente invierno.

Cada verano los cerveceros soñaban con poder hacer hielo artificialmente, eso en el siglo XIX era ciencia ficción pero la cerveza siempre se ha adelantado al futuro pues los cerveceros siempre permanecían muy atentos a los avances que se hacían en el campo de la refrigeración artificial.

Algunos cerveceros decidieron invertir dinero en investigación ya que se emocionaron con la idea de crear frío automático, de tener aire frío producido en grandes cantidades, lo veían mas rentable que la utilización del hielo.

En 1881 Carl Von Linde invento una de los primeros frigoríficos comerciales del mundo, se llamaba “La maquina de amoniaco” y se utilizaba para enfriar cerveza.

Para los cerveceros la refrigeración fue la gallina de los huevos de oro, pues la con la refrigeración lograron elaborar cerveza durante todo el año, por tal motivo la industria cervecera comenzó a ganar millones.

La refrigeración vino a resolver uno de los grandes quebraderos de cabeza que tenia el hombre, el almacenamiento de comida. La industria cervecera lo resolvió para beneficiar a millones de personas.

La refrigeración posibilito la obtención de aire acondicionado, la fabricación y almacenamiento de medicamentos, la posibilidad de conservar los órganos para los trasplantes. La refrigeración nos ha abierto tantas posibilidades que nuestra existencia se complicaría gravemente sin ella, y todo se lo debemos a la cerveza.

## **1.2. Proceso de elaboración de cerveza**

Las fábricas de cerveza son grandes usuarias de equipos de refrigeración industrial. El diseño y selección de los equipos de refrigeración necesarios está tan ligado al del resto de los equipos de fabricación de cerveza, que sería casi imposible incluir los datos de diseño correspondientes en una monografía como esta.

Sin embargo, un breve resumen del proceso de fabricación de la cerveza y de la utilización que hace ese proceso de los equipos de refrigeración resultará de ayuda para cualquiera que tenga contacto con ese sector industrial. La Figura 1.1 muestra un diagrama de flujo simplificado de una fábrica de cerveza.

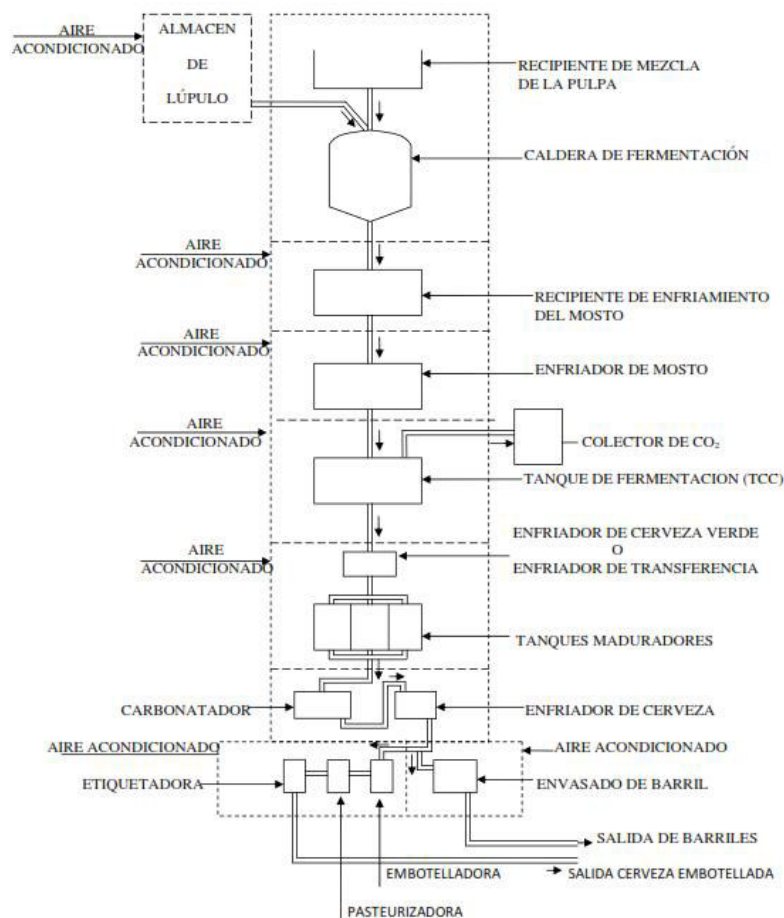
El proceso general de elaboración de cerveza en su forma elemental se puede resumir como indica la tabla 1.1:

Proceso	Descripción
Almacenamiento de granos	Modernas estructuras de concreto armado que en su interior almacenan cebada malteada y otros cereales adjuntos, materias primas necesarias para la elaboración. Estas materias primas son transferidas por fajas transportadoras desde los silos de almacenamiento hacia el área de molienda, donde luego de la tritución del grano son enviadas para su posterior derivación a las pailas de cocimiento.
Molienda	En la molienda, se trituran los granos de malta y de cereales adjuntos, de aquí los granos pasan a recipientes con la finalidad de facilitar los puntos de contacto del grano molido con el agua durante el proceso de maceración facilitando y acelerando las reacciones enzimáticas.
Cocimiento	En las salas de cocimiento se obtiene a partir de la utilización de malta, adjuntos, agua previamente tratada y lúpulo, un líquido con un extracto de alta calidad llamado mosto y que es la esencia de la cerveza en el proceso cervecero.
Enfriamiento de mosto	El mosto filtrado y hervido se enfría a la temperatura de fermentación mediante un intercambiador de placas, donde en contracorriente circula el mosto caliente y el agua helada, permitiendo disponer un mosto con una temperatura ideal para la siembra de levadura y a la vez inyección de aire estéril para facilitar el posterior proceso de fermentación.
Fermentación	El proceso de fermentación dura entre 6 y 7 días, se caracteriza por la formación natural de gas carbónico y alcohol, el proceso es exotérmico y se deben controlar estrictamente las temperaturas, promedio de 4°C, de tal forma que permitan siempre tener una fermentación controlada. Terminado el proceso de fermentación se cosecha la levadura y se inicia la siguiente etapa que es la maduración.
Maduración	En ésta etapa la cerveza fermentada o cerveza verde se mantiene a temperaturas por debajo de 0°C permitiendo redondear el sabor y aroma característicos de la cerveza además de la estabilización y clarificación. En este proceso se mantiene los tanques con presión para permitir la saturación del gas carbónico en el líquido, también se realiza la sedimentación de la levadura y proteínas en suspensión permitiendo la clarificación de la cerveza.

Filtración	Una vez terminado el proceso de la maduración se filtra la cerveza, a la temperatura de $-1.5^{\circ}\text{C}$ a través de filtros con ayudas filtrantes lo cual permite separar las materias insolubles. Con la filtración la cerveza adquiere su típico color dorado brillante. Una vez filtrada, la cerveza es almacenada en los tanques de presión para ser enviada a las llenadoras donde se envasan.
Envasado	Las salas de envasado cuentan con modernas llenadoras para botellas de vidrio, envases de aluminio y barriles chopp. Después del llenado y coronado, la cerveza envasada es pasteurizada mediante duchas de agua caliente que elevan su temperatura hasta los $60^{\circ}\text{C}$ , para garantizar su estabilidad biológica. La cerveza pasteurizada es etiquetada, codificada, encajonada, paletizada y almacenada para su posterior despacho al mercado.

**Tabla 1.1. Proceso de producción de cerveza**

(Fuente: [www.backus.com.pe/WB.WebSite/como-hacemos-cerveza.html](http://www.backus.com.pe/WB.WebSite/como-hacemos-cerveza.html))



**Fig. 1.1 Esquemático del flujo en una fábrica de cerveza**

### 1.3. Descripción de operación del sistema de refrigeración implementado

El sistema de refrigeración que se implementó en la planta cervecera para el proceso de maduración es un sistema de refrigeración por recirculación de líquido, estos se destacan por entregar una gran cantidad de líquido refrigerante al evaporador y evaporar solo una parte de este.

El sistema consta de un compresor y un condensador (figura 1.6), se trabaja con R717 amoníaco anhídrido, el cual después de la condensación se almacena en el tanque receptor de líquido o tanque de alta presión, el refrigerante pasa al tanque separador de líquido o tanque de baja presión por medio del diferencial de presión generado por la válvula de expansión.

El refrigerante almacenado en el separador es bombeado hacia el enfriador de cerveza verde seleccionado. El refrigerante que no logra evaporarse es retornado hacia el separador y recirculado nuevamente hacia los enfriadores, mientras que el que se evapora es succionado por el compresor y de esta manera se completa el ciclo.

El sistema cuenta con un tanque separador, las características del sistema de refrigeración se muestra a continuación:

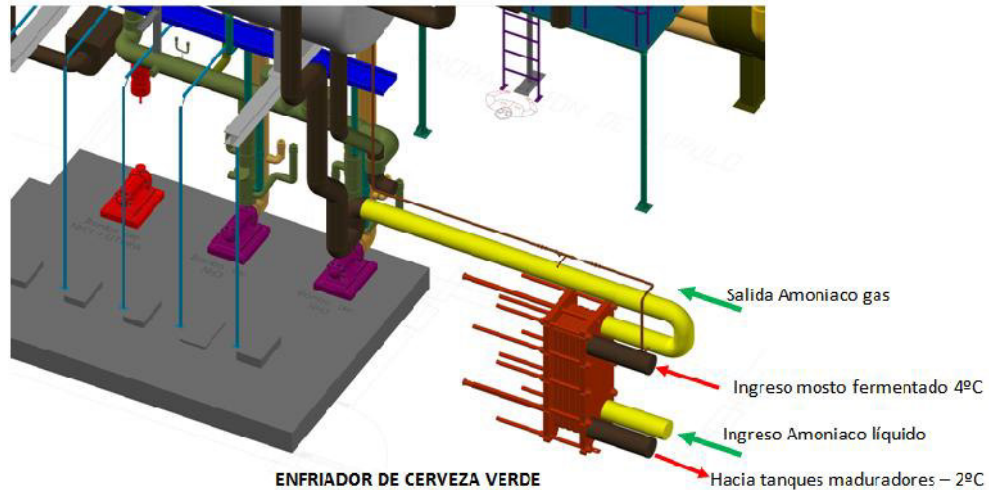
- Presión de succión: 2.26 bar.
- Presión de descarga: 11 bar
- Temperatura de evaporación: -7 °C
- Temperatura de condensación: 31 °C

#### 1.3.1. Proceso de maduración de la cerveza

Una vez la cerveza ha fermentado y se ha separado la levadura inicia el proceso de maduración, en esta etapa del proceso la cerveza es enfriada desde 4°C hasta - 2°C, se traspa a los tanques maduradores y se mantiene fría durante cierto periodo de tiempo.

La manera en que el sistema de refrigeración trabaja en estos procesos (figura 1.2), es enviando el refrigerante hacia los tanques los cuales por medio de unas chaquetas que están ubicadas alrededor del tanque, enfrían la cerveza de acuerdo a los parámetros de fermentación o maduración.





**Fig. 1.2 Esquema de trasiego del sistema**

Cuando se va a mudurar se envía el mosto a los tanques maduradores, no sin antes trasegarlo por un enfriador denominado “enfriador de transferencia” o “enfriador de cerveza verde”, cuando se hace de esta manera lo que se desea es disminuir el tiempo de elaboración de la cerveza.

### 1.3.2. Equipos del sistema de refrigeración

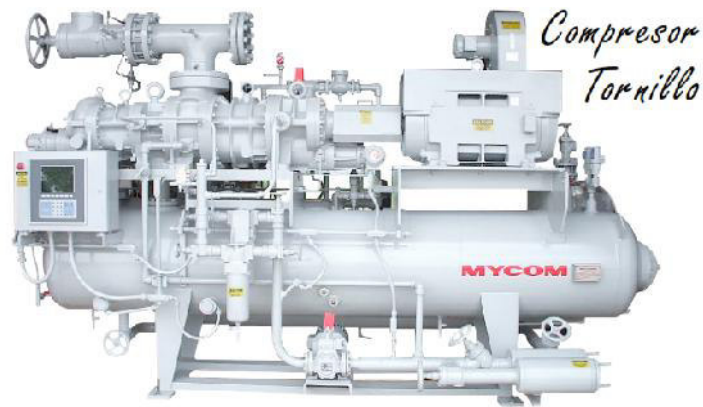
#### a) COMPRESOR

El sistema diseñado contara de un compresor de tornillo del fabricante japonés MYCOM<sup>1/</sup> (figura 1.3).

Datos generales del compresor:

- Modelo	: 200VSD
- Refrigerante	: Amoniaco
- Motor	: High Efficiency Toshiba 3 fases
- Potencia de motor	: 176.1 Kw (236 HP)
- Temperatura de condensación	: +35°C
- Temperatura de evaporación	: -6°C
- Capacidad de refrigeración unitaria	: 726 Kw( a 3550 RPM)
- Desplazamiento	: 975.23 m <sup>3</sup> /h

<sup>1/</sup><http://www.mayekawa.pe/>



**Fig. 1.3 Compresor de tornillo paquetizado**

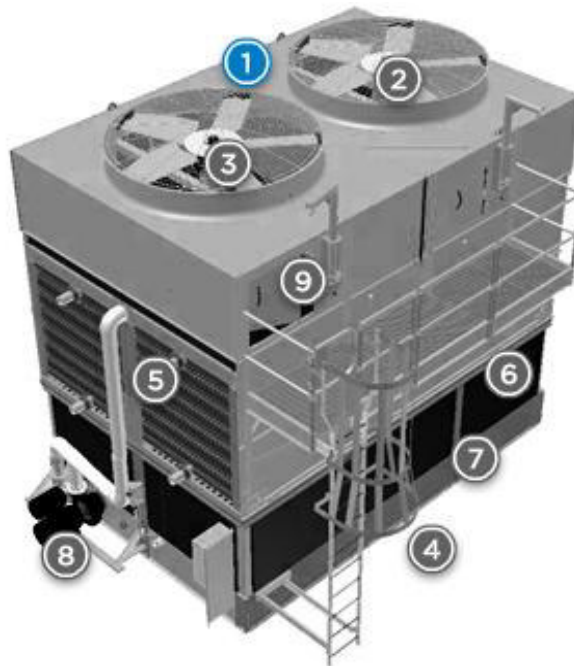
**b) CONDENSADOR EVAPORATIVO**

Para la condensación el sistema trabajara con un condensador evaporativo BAC / USA <sup>/2/</sup> (figura 1.4), este condensador tendrá la capacidad de rechazo de calor necesaria para las condiciones de operación.

Datos generales del condensador:

- Modelo	: PC2-165-7409-20
- Tipo de condensador	: Inducido
- Temperatura de condensación	: +35°C
- Temperatura de bulbo húmedo	: +27°C
- Capacidad unitaria	: 2513 MBH (736.49 KW)
- Motores eléctricos ventiladores	: 01 X 14.91 kw
- Flujo de aire	: 74,416.70 m <sup>3</sup> /h
- Motores eléctricos bombas	: 01 x 1.49 KW(2 HP)
- Caudal de pulverización	: 77.44 m <sup>3</sup> /h

<sup>/2/</sup><http://www.baltimoreaircoil.com/>



**Fig. 1.4 Condensador evaporativo tipo Inducido**

**c) BOMBAS DE AMONIACO LIQUIDO**

La recirculación se realizara por medio de un tanque separador, este tanque separador trabajara con dos bombas HERMETIC<sup>/3/</sup> (figura 1.5), ambas bombas serán de igual especificación técnica.

Datos generales de las bombas:

- Modelo : CNF50-200
- Caudal Max : 50 m3/hr
- Altura de elevación : H=50 m.c.l
- Potencia : 13.5 Kw/3500 RPM/60 HZ



**Fig. 1.5 Bomba de amoniaco liquido**

<sup>/3/</sup><http://www.hermetic-pumpen.com/>

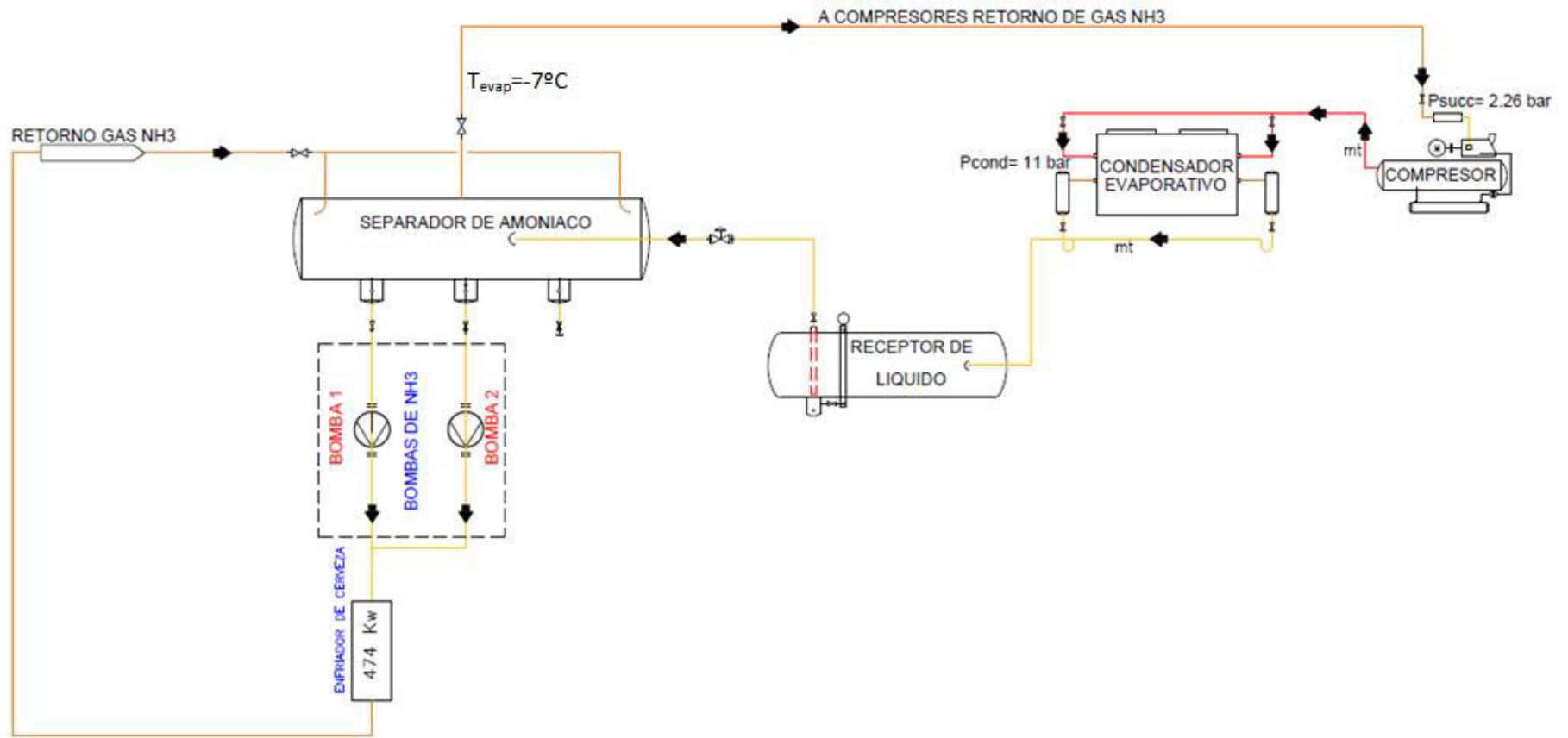


Fig. 1.6 Esquema sistema de refrigeración implementado en la cervecería.

### 1.3.3. Equipos que requieren refrigeración

El sistema de refrigeración trabajara a una temperatura de evaporación de  $-7^{\circ}\text{C}$  esta temperatura será controlada en el tanque separador. La presión de succión del compresor es de 2.3 bar y la descarga se hace a una presión de 11 barg.

El enfriador o la carga que pertenece al sistema es un intercambiador de calor de placas, este enfriador trabaja a diferentes temperaturas por encima de la temperatura de evaporación del sistema.



Fig. 1.7 Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza verde

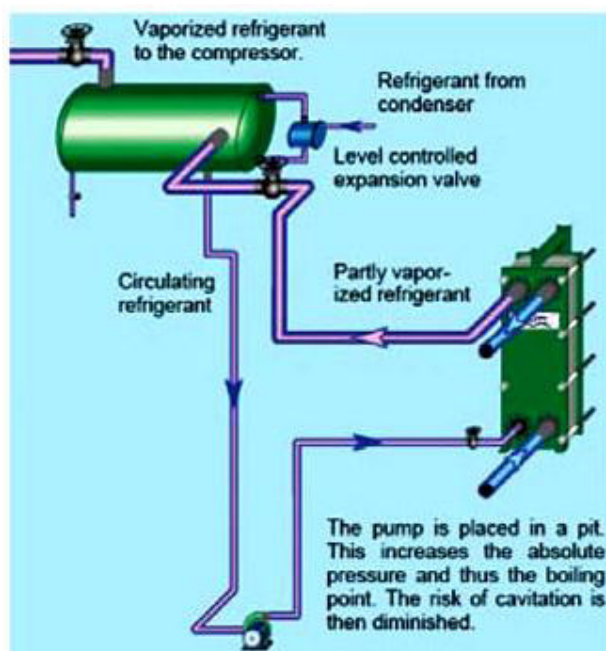


Fig. 1.8 Instalación típica de intercambiador de calor de placas en el sistema de refrigeración implementado

#### **1.3.4. Distribución del refrigerante**

El sistema de distribución transporta el refrigerante desde el compresor hasta los diferentes componentes que forman parte del sistema. Aunque los sistemas de distribución pueden parecer pasivos, en realidad, estos sistemas regulan la entrega de refrigerante líquido al evaporador y responden a los cambios de temperatura y presión. En consecuencia, el funcionamiento correcto del sistema de distribución requiere de prácticas cuidadosas de diseño y mantenimiento eficaz.

La tubería debe ser del tamaño adecuado, soportada, aislada en los tramos donde se puede producir condensación de gas refrigerante, y configurada con la flexibilidad adecuada.

Los dispositivos de regulación de presión tales como válvulas reductoras de presión, válvulas de expansión deben estar configurados para realizar variaciones precisas de presión suministrado o regulando la cantidad exacta de refrigerante necesaria que solicita el sistema debido a la demanda.

Los sistemas de distribución de vapor se pueden dividir en dos zonas: tuberías de alta presión y tuberías de baja presión.

## **CAPITULO 2**

### **MARCO TEORICO**

## CAPITULO 2. MARCO TEORICO

Refrigerar consiste en conseguir una temperatura más baja que la del medio ambiente inmediato. En cualquier sistema práctico de refrigeración, el mantenimiento de la baja temperatura requiere la extracción de calor del cuerpo a refrigerar a baja temperatura y la cesión de este calor a una temperatura más alta. <sup>2/</sup>

En este capítulo se explican algunos procesos fundamentales usados en la refrigeración. Estos procesos son:

- Los componentes y equipos mecánicos utilizados para producir la refrigeración.
- Las leyes físicas ejercidas por los fluidos dentro de estos equipos mecánicos.
- Expansión de un líquido
- Como controlan los equipos mecánicos el comportamiento de los fluidos, ajustándose siempre a las leyes físicas que los fluidos deben seguir

Por tanto, con el fin de comprender sin problemas el diseño que nos ocupa, vapor a repasar los conceptos teóricos más importantes implicadas.

### 2.1. Definición de conceptos generales

#### 2.1.1. Masa y densidad

La masa (m) de un cuerpo en el sistema internacional se expresa en kilogramos (kg) y el volumen (m<sup>3</sup>), estas son las principales unidades para medir la cantidad de materia en el cuerpo. La densidad (  $\rho$  ) se define como masa por unidad de volumen y el *volumen específico* ( $v$ ), como el volumen por unidad de masa; o sea,

$$\rho = m / V \quad (2-1)$$

Por lo común la densidad se expresa en Kg por m<sup>3</sup> y el volumen específico en m<sup>3</sup>/Kg.

El volumen específico y la densidad de una sustancia no son constantes sino que varían con la temperatura de la sustancia. Sin embargo, para los rangos de temperatura en la normalidad empleados en aplicaciones de refrigeración, la densidad del agua se considera de valor 999.52 Kg/m<sup>3</sup> como lo bastante exacto para la mayoría de cálculos. Si se requiere de valores más exactos deberá consultarse las tablas de vapor.

#### 2.1.2. Flujo volumétrico y flujo másico

El flujo volumétrico (Q) es el volumen de fluido (V) que pasa por un área(A) en un determinado tiempo, se representa como:

$$Q = AV \quad (2-2)$$

<sup>2/</sup>W. F. STOECKER; “Refrigeración y acondicionamiento de aire”; 26, 1970.



Otra cantidad es el flujo másico ( $\dot{m}$ ), que es la masa de fluido que pasa por una estación en un determinado tiempo, se representa como:

$$\dot{m} = \rho AV \quad (2-3)$$

Donde  $\rho$  = densidad

Si las cantidades de masa están expresadas en kilogramo (kg), el flujo másico quedara en kilogramos por segundo (kg/s), kilogramos por minuto (kg/min), o kilogramos por hora (kg/h). Análogamente, cuando las cantidades volumen estén expresadas en ( $m^3$ ), el flujo volumétrico quedara expresado en ( $m^3/s$ ), metros cúbicos por minuto ( $m^3/min$ ), o en metros cúbicos por hora ( $m^3/h$ ).

### 2.1.3. Presión

La presión es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de área. La presión sólo se emplea cuando se trata con un gas o un líquido. La contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo. Puesto que la presión se define como fuerza por unidad de área, usa la unidad de Newton por metro cuadrado ( $N/m^2$ ), la cual se llama Pascal (Pa), Así,

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para presiones que se encuentran en la práctica; por tanto, sus múltiplos kilopascal ( $1 \text{ Kpa} = 10^3 \text{ Pa}$ ) y Megapascal ( $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$ ) se emplean comúnmente. Otra unidad de presión con frecuencia utilizada en la práctica, como es el caso de esta monografía, es el bar.

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ Kpa}$$

En el sistema ingles la unidad de presión es la libra-fuerza por pulgada cuadrada ( $\text{lbf/in}^2$  o psi), es importante conocer esta unidad de medida inglesa porque se encontrara como patrón de medida en manómetros o equipos de refrigeración importados.

La presión real en una posición dada se denomina **presión absoluta** y se mide respecto al vacío absoluto (es decir, la presión del cero absoluto). Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos que miden presión se calibran para leer el cero en la atmosfera (figura 2.1) y por ello indican la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica local. Esta diferencia se denomina **presión manométrica**.

Las presiones por debajo de la atmosférica reciben el nombre de **presiones de vacío** y se miden con medidores de vacío que indican la diferencia entre la presión atmosférica

y la presión absoluta. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son cantidades positivas y se relacionan entre sí por medio de:

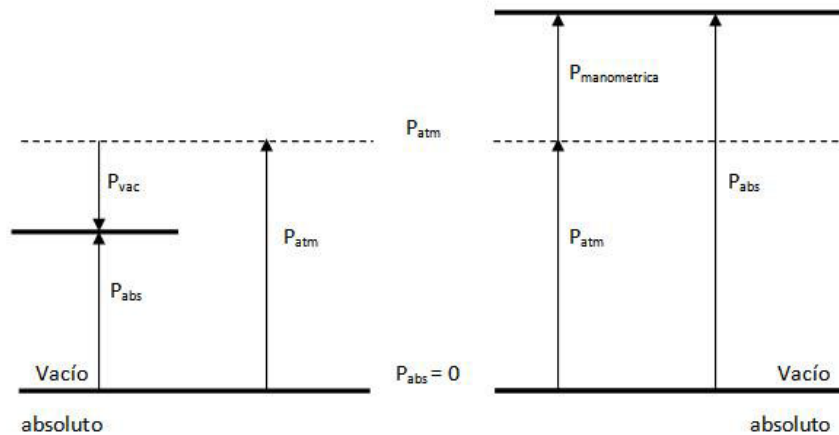
$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad (\text{para presiones sobre } P_{\text{atm}}) \quad (2-4)$$

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad (\text{para presiones debajo de } P_{\text{atm}}) \quad (2-5)$$

La (figura 2.2) lo ilustra.



**Fig. 2.1 Un medidor de presión que está abierto a la atmósfera mide cero**



**Fig. 2.2 Presión absoluta, manométrica y de vacío**

Al igual que en otros manómetros, el manómetro utilizado para medir la presión de un refrigerante en un sistema de refrigeración se lee en presión manométrica. Por lo que, la lectura común de 32 psi (2.20 bar) indica una presión de 32 psi por encima de la presión atmosférica. Por ejemplo, para una localización donde la presión atmosférica es de 14.3 psi, la presión absoluta en el sistema de refrigeración se de  $32 + 14.3 = 46.3$  psi.

En las relaciones y tablas termodinámicas, casi siempre se emplea la presión absoluta. A lo largo de esta monografía, la presión absoluta y presión manométrica serán denotadas como **psia** y **psig**.

#### 2.1.4. Calor

##### a) Calor y movimiento molecular

Todo cuerpo o materia está compuesto por un conjunto de moléculas en continuo movimiento. Este movimiento representa una forma de energía.

Cuanta más alta sea la velocidad de las moléculas que chocan entre sí generando calor, más alta será la temperatura del cuerpo en igualdad de condiciones externas.

Si, por el contrario, extraemos calor a este cuerpo por algún medio, el movimiento molecular será cada vez más lento llegando a un punto en que cesa totalmente, es decir, existe una ausencia de calor.

Este punto se alcanza al llegar al llamado “cero absoluto” o  $0^{\circ}\text{K}$  ( $0^{\circ}$  Kelvin). En la escala de Celsius representa una temperatura de  $-273^{\circ}\text{C}$ .

##### b) Dilatación de sólidos y líquidos

Siempre que calentamos un sólido, este se dilata en función de la temperatura. Si, por el contrario, este sólido lo enfriamos, se contrae.

Lo mismo ocurre con los líquidos. Al calentarlos se dilatan y al enfriarlos se contraen.

Los termómetros de mercurio o de alcohol teñido nos indican las variaciones de temperatura en función de la dilatación y contracción del líquido.

##### c) Unidades de cantidad de calor.

La caloría se define como la cantidad de calor necesaria para elevar un grado la temperatura de un gramo de agua, a  $+15^{\circ}\text{C}$  y a una presión de 1 bar.

La unidad de medida legal es el julio, que tiene las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ caloría} = 4185 \text{ julios}$$

$$1 \text{ Kcal} = 4.185 \text{ julios}$$

En el sistema angloamericano, la unidad de cantidad de calor es el BTU:

$$1 \text{ BTU} = 0.25 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ Kcal} = 4 \text{ BTU}$$

d) Calor específico.

Es la cantidad de calor necesario para aumentar un grado la temperatura de un cuerpo.

El calor específico representa la cantidad de calor a suministrar a la unidad de masa de un cuerpo para elevar su temperatura un grado.

El calor específico del agua es de 1 kcal/Kg.°C

e) Calor sensible y calor latente.

Calor sensible es el necesario para elevar “x” grados la temperatura de un cuerpo o fluido con un calor específico “c”.

El calor específico se mide con un calorímetro.

Calor latente es el necesario para pasar un fluido de un estado a otro.

- De sólido a líquido (calor de fusión), en el proceso inverso tendríamos el calor de solidificación.
- De sólido a gaseoso (calor de sublimación)
- De líquido a gaseoso (calor de evaporación) , en el proceso inverso tendríamos el calor de condensación.

Durante el cambio de estado el fluido no experimenta cambio de temperatura. Este proceso se llama endotérmico.

$$1 \text{ Kg de hielo a } -10^{\circ}\text{C} + 5 \text{ Kcal} = 1 \text{ Kg hielo a } 0^{\circ}\text{C}$$

$$1 \text{ Kg de hielo a } 0^{\circ}\text{C} + 80 \text{ Kcal} = 1 \text{ Kg agua a } 0^{\circ}\text{C}$$

$$1 \text{ Kg agua a } 0^{\circ}\text{C} + 20 \text{ Kcal} = 1 \text{ Kg agua a } +20^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{array}{rcl}
 1 \text{ Kg agua a } +20^{\circ}\text{C} + 80 \text{ Kcal} & = & 1 \text{ Kg agua a } 100^{\circ}\text{C} \\
 1 \text{ Kg agua a } 100^{\circ}\text{C} + 539 \text{ Kcal} & = & 1 \text{ Kg vapor a } 100^{\circ}\text{C}
 \end{array}$$

Para los procesos frigoríficos nos interesa utilizar fluidos con un elevado índice de calor latente, es decir, con una capacidad elevada de absorción de calor para obtener su evaporación a la temperatura que deseamos.

### 2.1.5. Temperatura

Aunque existe cierta familiaridad con la temperatura como medida de lo “caliente” o lo “frío”, no es fácil definirla con exactitud. De acuerdo con las sensaciones fisiológicas, el nivel de temperatura se expresa en un sentido cualitativo con palabras como congelado, frío, tibio, caliente y ardiente. Sin embargo, no es posible asignar valores numéricos a las temperaturas sólo con base en las sensaciones.

Además, los sentidos pueden estar equivocados. Una silla metálica, por ejemplo, se percibirá mucho más fría que una de madera, aunque ambas estén a la misma temperatura.

Por fortuna algunas propiedades de los materiales cambian con la temperatura, de una manera repetible y predecible, lo que constituye la base para una medición exacta de temperatura. Por ejemplo, el termómetro de mercurio, utilizado comúnmente, se basa en la dilatación del mercurio producida por la temperatura

La temperatura es una propiedad de la materia. Es una medida del nivel de presión térmica de un cuerpo. Una temperatura alta indica un alto nivel de presión térmica y se dice que el cuerpo está caliente. Así mismo, una temperatura baja indica un nivel bajo de la presión térmica y se dice que el cuerpo está frío.

### 2.1.6. Transferencia de calor

El calor es la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esas transferencias de energía es la transferencia de calor.

La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. Enseguida se da una breve descripción de cada modo.

a) Transmisión de calor por conducción, convección y radiación.

- **Calor de conducción.** La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres. Por ejemplo, llegará el momento en que una bebida enlatada fría en un cuarto cálido se caliente hasta la temperatura ambiente como resultado de la transferencia de calor por conducción, del cuarto hacia la bebida, a través del aluminio.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como la diferencia de temperatura a través de él. Se sabe que al envolver un tanque de agua caliente con fibra de vidrio (un material aislante) se reduce la razón de pérdida de calor de ese tanque. Entre más grueso sea el aislamiento, menor será la pérdida de calor. También se conoce que un tanque de agua caliente perderá calor a mayor rapidez cuando se baja la temperatura del cuarto en donde se aloja. Además entre más grande sea el tanque, mayor será el área superficial y, por consiguiente, la razón de la pérdida de calor.

Considere una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor  $x = L$  y área  $A$ , como se muestra en la (figura 2-3). La diferencia de temperatura de uno a otro lado de la pared es  $T = T_2 - T_1$ .

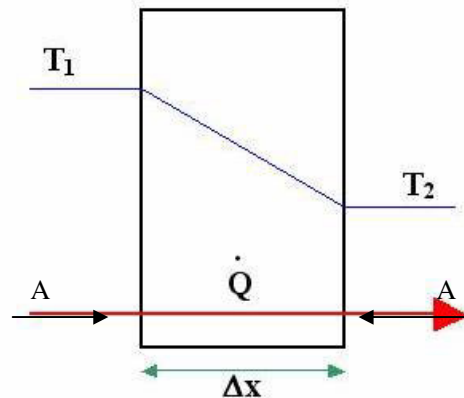
Los experimentos han demostrado que la razón de transferencia de calor,  $\dot{Q}$ , a través de la pared se duplica cuando se duplica la diferencia de temperatura  $T$  de uno a otro lado de ella, o bien, se duplica el área  $A$  perpendicular a la dirección de la transferencia de calor; pero se reduce a la mitad cuando se duplica el espesor  $L$  de la pared. Por tanto, se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de esta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir,

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (\text{Watt}) \quad (2-6)$$

En donde la constante de proporcionalidad  $k$  es la conductividad térmica material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor.

○ *Conductividad térmica.*

Los diferentes materiales almacenan calor en forma diferente, la propiedad de calor específico  $C_p$  es una medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica.



**Fig. 2.3 Conducción de calor a través de una pared plana  
grande de espesor  $x$  y área  $A$ .**

Por ejemplo,  $C_p = 4.18 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{C}$ , para el agua, y  $C_p = 0.45 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{C}$ , para el hierro, a la temperatura ambiente, indica que el agua puede almacenar casi 10 veces más energía que el hierro por unidad de masa. Del mismo modo la conductividad térmica  $k$  es una medida de la capacidad de un material para conducir calor.

Por ejemplo,  $k = 0.607 \text{ W/m. } ^\circ\text{C}$ , para el agua, y  $k = 80.2 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ , para el hierro, a la temperatura ambiente, indica que el hierro conduce el calor más de 100 veces más rápido que el agua. Por tanto, se dice que el agua es mala conductora del calor en relación con el hierro, aun cuando el agua es un medio excelente para almacenar energía térmica.

Por lo tanto la conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor o que es un aislante. En la tabla A-1 del anexo se dan las conductividades térmicas de algunos materiales sólidos.

- **Calor de convección.** La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo de fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

Considere el enfriamiento de una superficie caliente al soplar aire frío sobre su superficie superior la (figura 2-4). La energía se transfiere primero a la capa de aire adyacente al bloque, por conducción. Enseguida, esta energía es acarreada alejándola de la superficie, por convección; es decir, por los efectos combinados de la conducción dentro del aire, que se debe al movimiento aleatorio de moléculas de éste, y del movimiento masivo de ese aire que remueve el aire calentado cercano a la superficie y lo reemplaza por otro más frío.





**Fig. 2.4 Transferencia de calor en una superficie caliente  
Hacia el aire por convección**

La convección recibe el nombre de **convección forzada** si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es **convección natural** (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden cambio de fase de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento de ese fluido inducido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la ebullición o la caída de las gotitas de líquido durante la condensación.

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la **ley de Newton del enfriamiento** como

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T) \quad (W) \quad (2-7)$$

En donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  o  $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$ ,  $A_s$  es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección.  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T$  es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie. Note que en la superficie la temperatura del fluido es igual a la del sólido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

- **Calor de radiación.** Consiste en la emisión de ondas electromagnéticas hacia los cuerpos circundantes. Estas ondas se transmiten únicamente en línea recta y no precisan ningún medio para ello. El calor solar se transmite por radiación.

### 2.1.7. Trabajo

Trabajo mecánico es efectuado cuando una fuerza aplicada sobre un cuerpo mueve al cuerpo una determinada distancia. Suponiendo que la línea de acción de la fuerza sea paralela a la dirección del movimiento, la cantidad de trabajo efectuado ( $w$ ) es igual a la fuerza ( $F$ ) multiplicada por la distancia ( $s$ ) durante la cual la fuerza actúa; o sea,

$$w = (F)(s) \quad (2-8)$$

Donde  $w$  = trabajo efectuado en N-m

$F$  = fuerza en newton

$s$  = distancia en metros.

De manera más específica, el trabajo es la transferencia de energía asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. <sup>3</sup>/

El trabajo es también una forma de energía como el calor y, por lo tanto, tiene unidades de energía como KJ. El trabajo efectuado durante un proceso entre los estados 1 y 2 se denota  $W_{12}$ , o aún más simple  $W$ . El trabajo realizado por unidad de masa de un sistema se denota  $w$  y se define como

$$w = \frac{W}{m} \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (2-9)$$

### 2.1.8. Potencia

Potencia es la razón de cambio con respecto al tiempo del trabajo efectuado. La unidad de potencia mecánica es el KJ/s o Kw.

La potencia requerida en kilowatt puede obtenerse de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{w}{t} \quad (2-10)$$

Donde  $P$  = potencia en kilowatt

$w$  = trabajo en kilojoule

$t$  = tiempo en segundo.

## 2.2. Conceptos y principios termodinámicos

### 2.2.1. Sistema termodinámico

Un **sistema termodinámico**, o simplemente, un **sistema**, se define como una cantidad de materia o una región del espacio elegida para su estudio. La masa o región fuera del sistema recibe el nombre de alrededores.

### 2.2.2. Procesos y ciclos

Cualquier cambio que experimente un sistema de un estado de equilibrio a otro, se llama **proceso**, y la serie de estados por la cual pasa un sistema durante un proceso recibe el nombre de **trayectoria** del proceso (figura 2-5). Para describir por completo un proceso, deben especificarse sus estados inicial y final, así como la **trayectoria** que sigue y las interacciones con los alrededores.



Fig. 2.5 Un proceso entre los estados 1 y 2 y la trayectoria del proceso

El prefijo iso se emplea con frecuencia para designar un proceso en el que permanece constante una propiedad particular. En un **proceso isotérmico**, por ejemplo, la temperatura  $T$  permanece constante, en un **proceso isobárico** la presión  $P$  permanece constante, y un **proceso isocórico (o isométrico)** es un proceso durante el cual el volumen específico permanece constante.

Se dice que un sistema se somete a un **ciclo** si al término del proceso regresa a su estado inicial. En un ciclo los estados inicial y final son idénticos.

### 2.2.3. Proceso de flujo estable

El término **estable** significa que no existe cambio del parámetro en relación con el tiempo. El opuesto es no estable o transitorio.

Un gran número de dispositivos de ingeniería operan por largos periodos de tiempo bajo las mismas condiciones y se clasifican como aparatos de flujo estable. Los procesos de flujo estable son procesos donde las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto fijo permanecen iguales durante el proceso entero.

Por lo tanto, el volumen  $V$ , de masa  $m$  y el contenido de energía total  $E$  del volumen de control permanece constante durante el proceso de flujo estable. En resumen durante un proceso en flujo estable, las propiedades del fluido dentro de un volumen de control pueden cambiar con la posición, pero no con el tiempo.

### 2.2.4. Entalpía: una propiedad de combinación

En el análisis de cierto tipo de procesos, es particular la generación de fuerza motriz y en refrigeración, a menudo se encuentra la combinación de propiedades  $U + PV$ . Por simplicidad y conveniencia esta combinación se define como una nueva propiedad, la **entalpía**, y se representa mediante el símbolo  $H$ .

$$H = U + PV \quad (\text{KJ}) \quad (2-11)$$

O, por unidad de masa

$$h = u + Pv \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (2-12)$$

Tanto la entalpía total,  $H$ , como la entalpía específica,  $h$ , se indican simplemente como entalpía, ya que el contexto aclarará de cuál se habla.

El uso difundido de la propiedad entalpía se debe al profesor Richard Mollier, quien reconoció la importancia del grupo  $u + Pv$  en el análisis de turbinas de vapor y en la representación de las propiedades del vapor en forma tabular y grafica como en el famoso diagrama de Mollier.

#### **2.2.5. Temperatura de saturación**

A la temperatura de un fluido que cambia de la fase líquida a la fase de vapor o a la inversa de la fase de vapor a la fase líquida se le llama temperatura de saturación. Un líquido a la temperatura de saturación se le llama líquido saturado y un vapor a la temperatura de saturación se le llama vapor saturado. Es importante entender que la temperatura de saturación del líquido (la temperatura a la cual se vaporiza) y la temperatura de saturación del vapor (la temperatura a la cual el vapor se condensa) son las mismas para cualquier presión conocida.

Para una presión dada, la temperatura de saturación es la temperatura máxima que puede tener un líquido y la temperatura mínima que puede tener un vapor. Cualquier intento para elevar la temperatura de un líquido arriba de la temperatura de saturación traerá como consecuencia la vaporización de una parte del líquido. En forma análoga, cualquier intento para reducir la temperatura de un vapor abajo de la temperatura de saturación, traerá como resultado la condensación de una parte del vapor.

#### **2.2.6. Vapor sobrecalentado**

Un vapor a cualquier temperatura arriba de su temperatura de saturación correspondiente a su presión es conocido como vapor sobrecalentado.

Una vez que un líquido haya sido vaporizado, la temperatura del vapor resultante podrá ser incrementada mediante la adición de energía. Cuando la temperatura de un vapor ha sido aumentada con respecto a la temperatura de saturación, el vapor se dice que está sobrecalentado y la energía suministrada para sobrecalentar el vapor comúnmente se le conoce como sobrecalentamiento.

Antes que un vapor sea sobrecalentado, debe eliminarse todo contacto con el líquido vaporizante. Además, antes que un vapor sobrecalentado pueda ser condensado, deberá primero enfriarse hasta la temperatura de saturación correspondiente a su presión

### 2.2.7. Líquido subenfriado

Si, después de la condensación, el líquido resultante es enfriado de tal manera que su temperatura esté por abajo de la temperatura de saturación, se dice que el líquido está subenfriado. En consecuencia, un líquido a cualquier temperatura inferior a la temperatura de saturación es un líquido subenfriado.

### 2.2.8. Diagramas de proceso

Los diagramas de proceso que se grafican a partir de propiedades termodinámicas como coordenadas son muy útiles en la visualización del proceso. Algunas propiedades comunes que se utilizan como coordenadas son la temperatura  $T$ , la presión  $P$  y el volumen (o volumen específico). La figura 2-6 muestra el diagrama  $P$ - $V$  de un proceso de compresión de gas.

Las variaciones en las propiedades durante los procesos de cambio de fase se estudian y comprenden mejor con la ayuda de diagramas de propiedades.

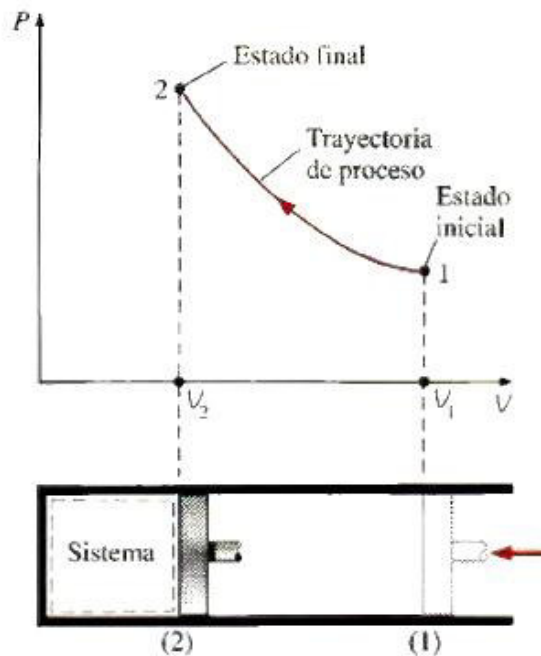


Fig. 2.6 Diagrama  $P$ - $V$  de un proceso de compresión

### 2.2.9. Diagrama presión-entalpía

Se ha confeccionado tablas de saturación, vapor sobrecalentado y líquido subenfriado para cada sustancia que nos permite conocer de antemano todos los valores que determinan las variaciones dentro del ciclo.

No obstante, los valores de las tablas se han trasladado a unos diagramas o gráficos, donde se establecen las variaciones de las diversas sustancias. Para aplicaciones de refrigeración comúnmente se trabaja con el Diagrama presión-entalpía también conocido como Diagrama de Mollier.

La condición de una sustancia en cualquier estado termodinámico puede quedar representado por un punto en el diagrama **ph**. El punto sobre el diagrama **ph** que represente a la condición del refrigerante para cualquier estado termodinámico en particular puede ser trazado si se conocen dos propiedades cualesquiera del estado de la sustancia. Una vez localizado el punto sobre el diagrama, podrán obtenerse de la gráfica todas las demás propiedades de la sustancia para dicho estado.

#### a) Zonas en el Diagrama de Mollier

Tal como se muestra en la figura 2-7, la gráfica es dividida en tres áreas separadas una de otra por las líneas de líquido saturado y vapor saturado.

El área sobre la gráfica que está en la parte izquierda de la línea de líquido saturado, se le llama región subenfriada. Para cualquier punto en la región subenfriada, la sustancia está en fase líquida y su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. El área que está a la derecha de la línea de vapor saturado es la región de sobrecalentamiento y la sustancia está en forma de vapor sobrecalentado.

La sección del diagrama comprendida entre las líneas de líquido saturado y vapor saturado es la región de mezclas y representa el cambio de fase de la sustancia entre la fase líquida y vapor. Un punto cualquiera entre las dos líneas de saturación representa a una sustancia en la forma de mezcla líquido – vapor.

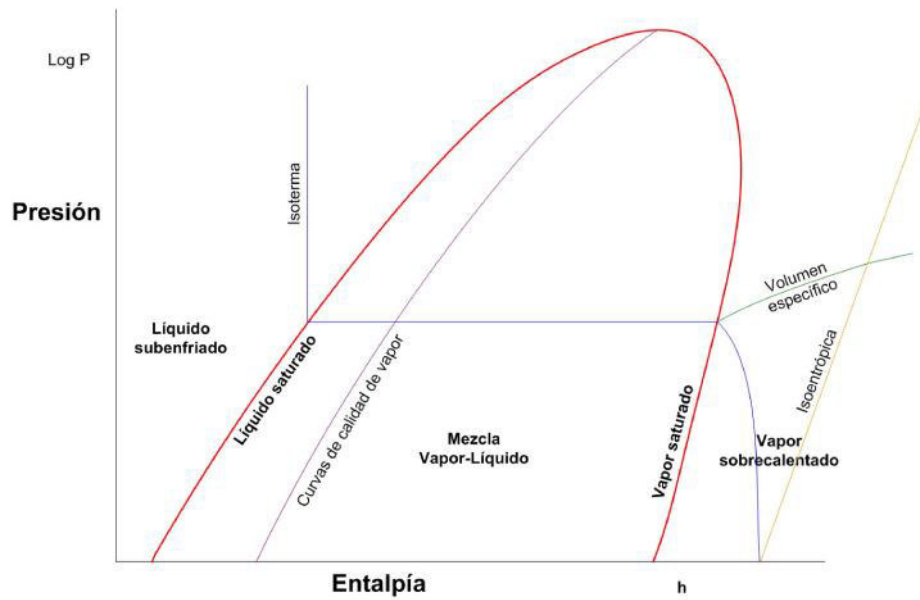


Fig. 2.7 Esquema de una grafica ph mostrando las tres zonas de la gráfica

b) Líneas del diagrama de Mollier

- Líneas de líquido saturado y de vapor saturado

Las líneas de líquido saturado y vapor saturado no son con exactitud paralelas entre sí porque el calor latente de vaporización de la sustancia varía con la presión a la cual ocurre el cambio de fase. (figura 2-8)

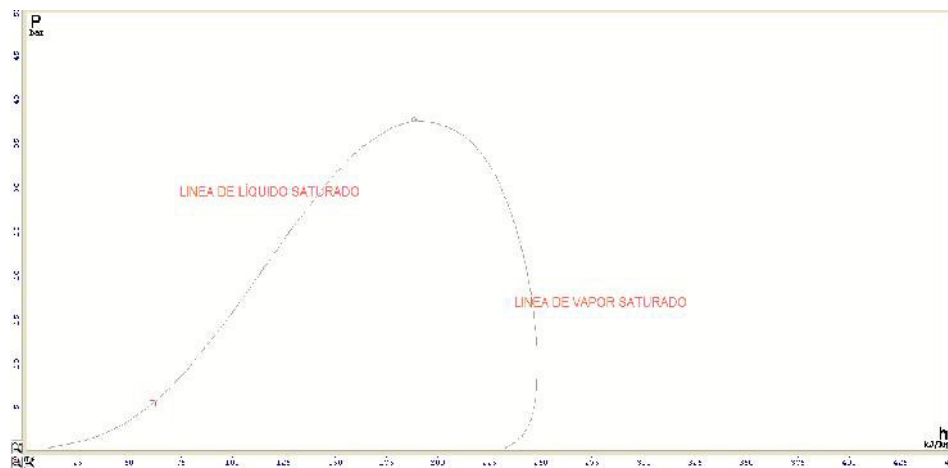
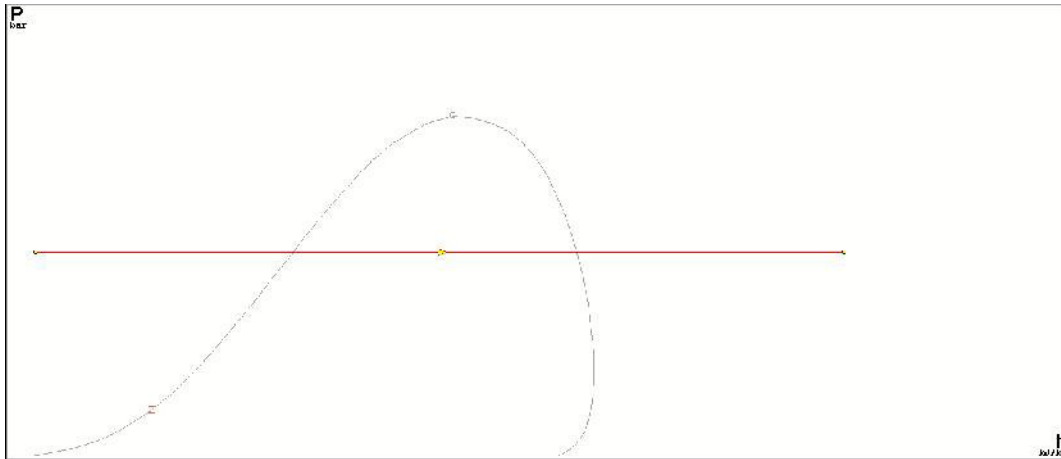


Fig. 2.8 Línea de vapor saturado y vapor sobrecalentado



- Líneas de presiones

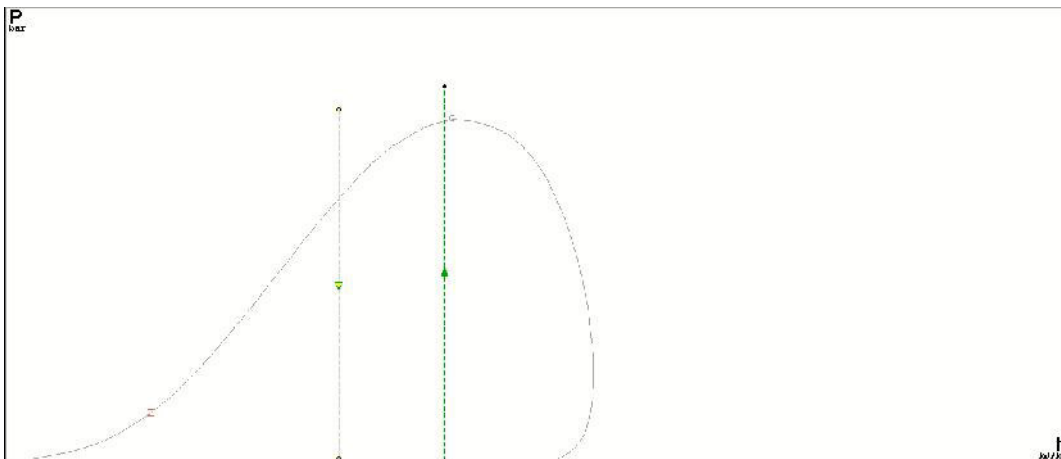
Son líneas horizontales que cruzan el diagrama e indican presión constante, la presión en la grafica está representada como presión absoluta. La escala de presiones es una escala logarítmica. (figura 2-9)



**Fig. 2.9 Línea de presión constante**

- Líneas de entalpía

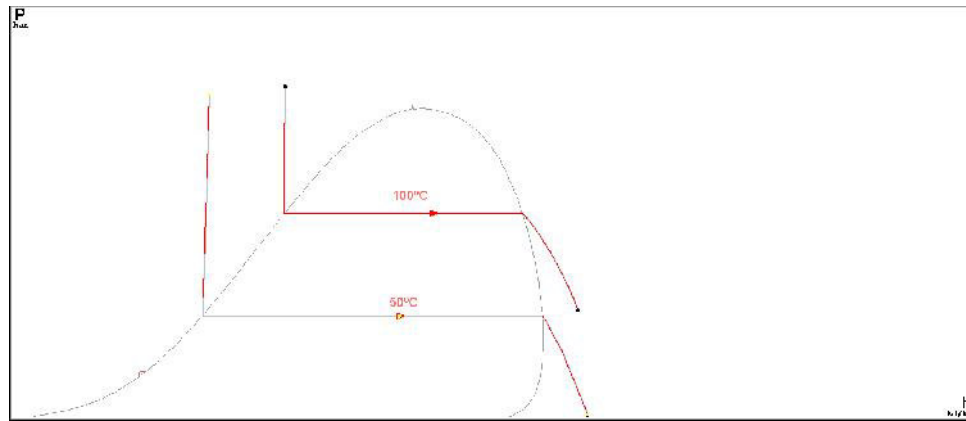
Son líneas verticales que cruzan el diagrama e indican entalpía constante, la entalpía en la grafica esta en unidades de Cal/Kg o Kj/Kg. La escala de entalpía es decimal. (Fígura 2-10)



**Fig. 2.10 Línea de entalpía constante**

- Líneas de temperatura

Las líneas de temperatura constante en la región subenfriada del diagrama, son casi verticales y paralelas a las líneas de entalpía constante. En la sección del centro, ya que la sustancia cambia de estado a temperatura y presión constante, las líneas de temperatura constante son paralelas a y coinciden con las líneas de presión constante. En la línea de vapor saturado, las líneas de temperatura constante cambian nuevamente de dirección y en la región de vapor sobrecalentado, bajan bruscamente hasta la parte inferior del diagrama. (Figura 2-11)

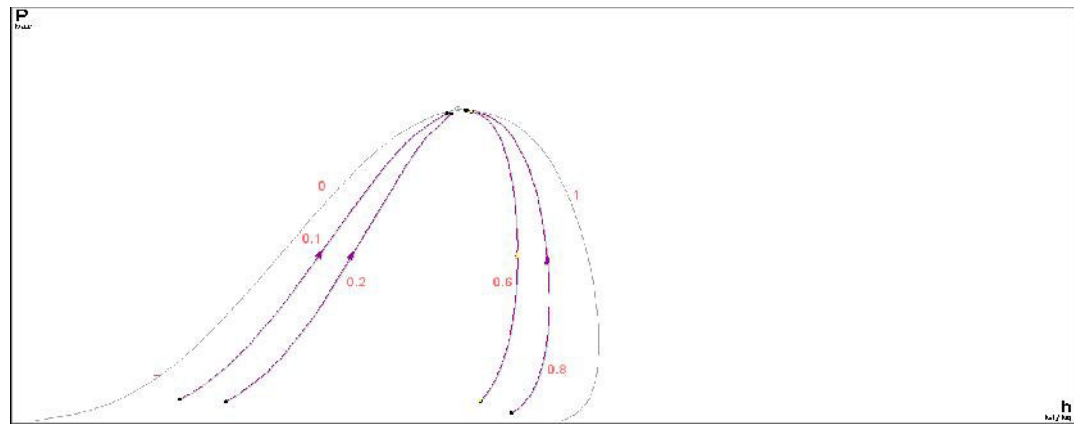


**Fig. 2.11 Líneas de temperatura constante**

- Líneas de título

Se extienden desde la parte superior hasta la parte baja del diagrama y son casi paralelas a las líneas de líquido saturado y vapor saturado, indicándose en las mismas los porcentajes de vapor en la mezcla en incrementos de 10%. (Figura 2-12)

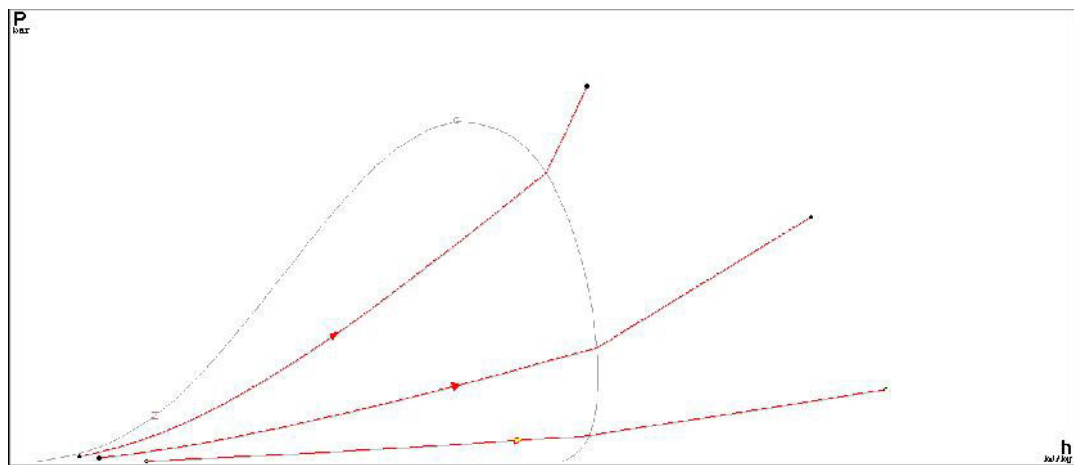
Por ejemplo, un punto cualquiera sobre la línea de título constante más próxima a la línea líquido saturada, el título de la mezcla líquido-vapor es 10%, lo cual indica que 10%(en masa) de la mezcla es vapor. En forma análoga, el título en la mezcla en cualquier punto a lo largo de la línea de título constante más próxima a la línea de vapor saturado, el título es 90% y la cantidad de vapor en la mezcla líquido vapor es 90%. En cualquier punto sobre la línea de líquido saturado el refrigerante será líquido saturado y en cualquier punto a lo largo de la línea de vapor saturado, el refrigerante será vapor saturado.



**Fig. 2.12 Líneas de título constante**

- Líneas de volumen específico

Las líneas curvas, que cruzan la región de vapor sobrecalentado, son casi horizontales, representan a la línea de volumen constante. (Figura 2-13)



**Fig. 2.13 Líneas de volumen constante**

- Líneas de entropía

Las líneas rectas que se extienden diagonalmente y cruzan casi verticales la región del vapor sobrecalentado, son líneas de entropía constante. (Figura 2-14)

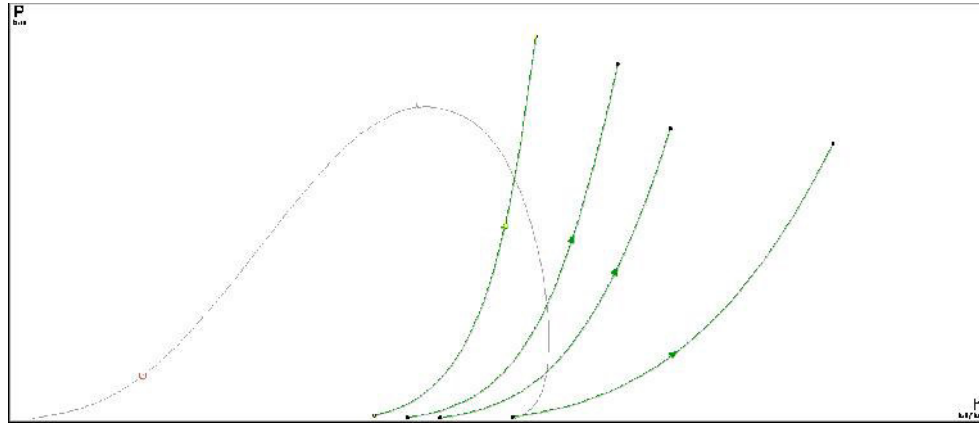


Fig. 2.14 Líneas de entropía constante

### 2.2.10. Primera ley de la termodinámica

La **primera ley de la termodinámica**, también conocida como **principio de conservación de la energía**, expresa que en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; solo puede cambiar las formas. Por lo tanto, toda pequeña cantidad de energía debe tomarse en cuenta en el curso de un proceso. El principio de conservación de la energía (o balance de energía) para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como sigue: El cambio neto (aumento o disminución) en la energía total de un sistema en el curso de un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale en el desarrollo de ese proceso<sup>1/</sup>. Es decir:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{entra en el sistema.} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right] \quad (2-13)$$

La energía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por lo tanto, el cambio en la energía de un sistema es cero ( $E_{\text{sistema}} = 0$ ) si el estado de ese sistema no cambia durante el proceso, entonces el proceso es estacionario. En este caso, el balance de energía se reduce a:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}} \quad (2-14)$$

Donde:

$\dot{E}_{\text{ent}}$  = Razón de transferencia neta de energía hacia adentro por calor, trabajo y masa.

$\dot{E}_{\text{sal}}$  = Razón de transferencia neta de energía hacia afuera por calor, trabajo y masa.

<sup>1/</sup>YUNUS A. CENGEL; "Transferencia de calor y masa"; 11, 2007.

### 2.2.11. Balance de energía para sistemas de flujo estable

Cuando los cambios en las energías cinéticas y potencial son despreciables, que es el caso más común, y no tiene interacción de trabajo, el balance de energía para tal sistema de flujo estacionario se reduce a:

$$\dot{Q} \quad (\text{KJ/s}) \quad (2-15)$$

En donde  $\dot{Q}$  es la velocidad de la transferencia neta de calor hacia adentro o hacia fuera del volumen de control.  $\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} c_p \Delta T$

## 2.3. Principios de refrigeración

### 2.3.1. Refrigeración

Se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado.

### 2.3.2. Necesidad de aislamiento térmico

Debido a que el calor siempre fluye de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja, siempre se tendrá un flujo de calor hacia la región refrigerada de los alrededores calientes. Para limitar el flujo de calor hacia la región refrigerada de manera que sea un mínimo, resulta necesario aislar la región de sus alrededores con un buen material aislante.

### 2.3.3. La carga de refrigeración

La velocidad a la cual deba ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama la **carga de refrigeración, la carga de enfriamiento o la carga térmica.**

En las aplicaciones de refrigeración para enfriamiento de bebidas la carga de enfriamiento del equipo de refrigeración es el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado, en este caso la cerveza verde, para reducir la temperatura del producto a la temperatura requerida por el proceso.

#### 2.3.4. El agente refrigerante

En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber calor o agente de enfriamiento, se le llama refrigerante. (figura 2-15)

Todos los procesos de enfriamiento pueden clasificarse ya sea como sensibles o latentes de acuerdo al efecto que el calor absorbido tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento de la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido cause un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una fusión o vaporización), se dice que el proceso de enfriamiento es latente. Para cualquiera de ambos procesos si el proceso refrigerante es secuencial, la temperatura del refrigerante debe mantenerse en forma continua por debajo de la del producto o del espacio que está siendo refrigerado.



**Fig. 2.15 Diferentes tipos de refrigerantes para aplicaciones de refrigeración**

Existen distintos tipos de refrigerante, en la Tabla 2.1 se muestra algunos de ellos con sus respectivas temperaturas de ebullición.

Los refrigerantes más comunes son los refrigerantes halogenados con el freón R-22 y el amoníaco (R717 o NH<sub>3</sub>), este último es el más utilizado en los sistemas de refrigeración de planta cerveceras.

Refrigerante	Punto de ebullición
R-717	239,1K(-33.3°C)
R-22	232,1K(-41°C)
R-134 <sup>a</sup>	247,1K(-26°C)
R-404 <sup>a</sup>	226,1K(-47°C)
R-290	231,1K(-42°C)

**Tabla 2.1. Temperaturas de ebullición de refrigerantes más utilizados en la industria**

a) Clasificación de los refrigerantes: Los refrigerantes se pueden clasificar en

- Primario: se denominan así cuando el transporte de calor se realiza con una sola sustancia química, la cual se evapora a una baja temperatura.
- Secundario: en este caso se presentan dos sustancias químicas diferentes en el transporte de calor. El refrigerante primario se evapora y el refrigerante secundario es enfriado por el primario y sin cambiar de fase, transportan el efecto refrigerante del sistema principal a los diferentes ambientes que deben ser refrigerados.

b) Características de un refrigerante primario:

Un buen refrigerante primario debe reunir una serie de condiciones físicas, químicas y fisiológicas tales que lo hagan apropiado para ser usado con seguridad y eficiencia en instalaciones frigoríficas. Entre estas características están:

- Presión de evaporación mayor que la presión atmosférica, pero que tanto esta como la presión de condensación sean relativamente bajas. Esto porque entre menor sea la presión de trabajo, menor dimensión tiene los equipos y tuberías, menos peligrosa es su operación y se requiere menor consumo de energía, de todas maneras por el hecho de que la presión sea mayor que la atmosférica, es más fácil detectar las fugas del refrigerante.
- Volumen específico pequeño (o densidad alta) especialmente en la fase gaseosa, con la cual los equipos son de menor tamaño.
- Punto o temperatura de congelación baja, con el fin de que el refrigerante no se solidifique durante su operación.
- Condiciones críticas (presión y temperatura) altas, ya que se sabe que un líquido no puede evaporarse o condensarse a temperaturas mayores que la presión crítica.

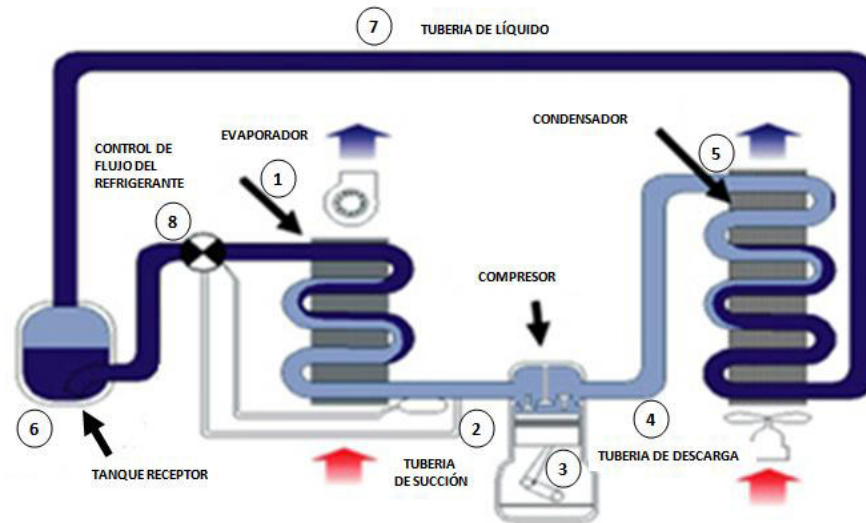
- Calor latente de evaporación alto, pues así se logra un mayor efecto de enfriamiento por unidad de masa de refrigerante que circula.
- Viscosidad baja para así evitar grandes pérdidas de energía por fricción en la circulación del fluido.
- El refrigerante debe ser químicamente estable a las condiciones de operación.
- Debe ser fácilmente detectable, para así comprobar cualquier fuga en el sistema.
- Su costo debe ser bajo.

### **2.3.5. Sistema típico de compresión - vapor**

En la figura 2-16 se muestra un sistema típico de un sistema simple de compresión-vapor. Las partes principales del sistema son (1) un evaporador cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través del cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante vaporizante; (2) un tubo de succión, en el cual se transporta el vapor de baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor; (3) un compresor de vapor, cuya función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante normalmente disponible; (4) un “gas caliente” o tubo de descarga el cual entrega el vapor de presión-alta y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador; (5) un condensador, cuyo propósito es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante caliente hacia el medio condensante; (6) un tanque receptor, el cual proporciona almacenamiento al líquido condensado de tal modo que el suministro constante de líquido esté disponible a las necesidades del evaporador; (7) una tubería de líquido, la cual conduce el refrigerante líquido desde el depósito hasta el control de flujo del refrigerante y (8) un control del flujo refrigerante, cuya función es medir la cantidad apropiada de refrigerante usada en el evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de tal modo que la vaporización del líquido en el evaporador se efectúa a la temperatura deseada.

- División del sistema: Un sistema de refrigeración está dividido en dos partes de acuerdo a la presión ejercida por el refrigerante en las dos partes. La parte de presión baja del sistema consiste del control de flujo refrigerante, el evaporador y el tubo de succión. La presión ejercida por el refrigerante en esas partes es la presión baja a la cual el refrigerante es vaporizado en el evaporador. Esta presión se le conoce como presión de succión.





**Fig. 2.16 Diagrama de flujo de un sistema compresión-vapor simple mostrando las partes principales**

Un ciclo de refrigeración saturado simple (fig.2-17) es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sales del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante. Aun cuando el ciclo de refrigeración de una maquina de refrigeración real se desviará algo del ciclo saturado simple, no se piense que es inútil el análisis de un ciclo saturado simple. En tal ciclo, los procesos fundamentales son la base para entender e identificar con facilidad el ciclo de refrigeración real de compresión de vapor.

Además, utilizando como estándar el ciclo saturado simple puede comparársele con el ciclo real y podrá obtenerse fácilmente la eficiencia relativa del ciclo de refrigeración real para varias condiciones de operación.

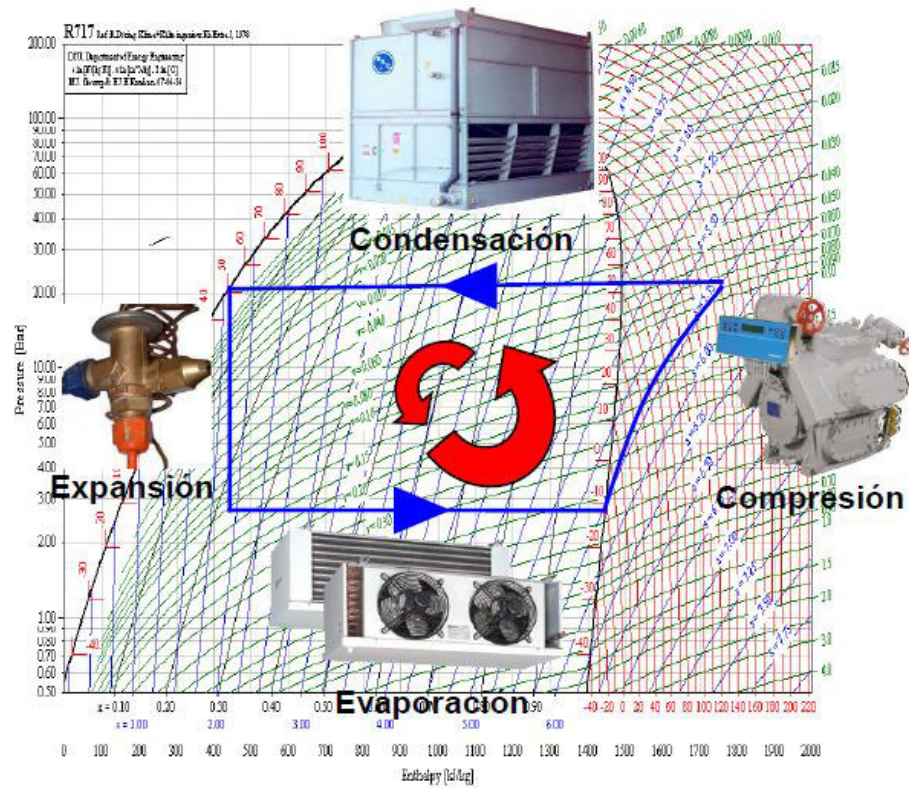


Fig. 2.17 Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado simple

En el diagrama presión-entalpía de la figura 2.18 se tiene el trazo de un ciclo saturado simple para un sistema de refrigeración.

Los puntos A, B, C, D y E sobre el diagrama presión-entalpía corresponden a los puntos del sistema de refrigeración mostrado en el diagrama de flujo de la figura 2-19.

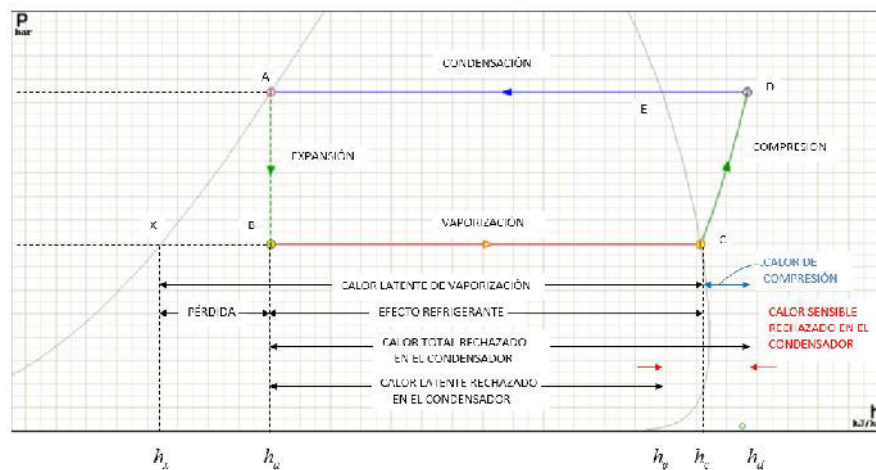
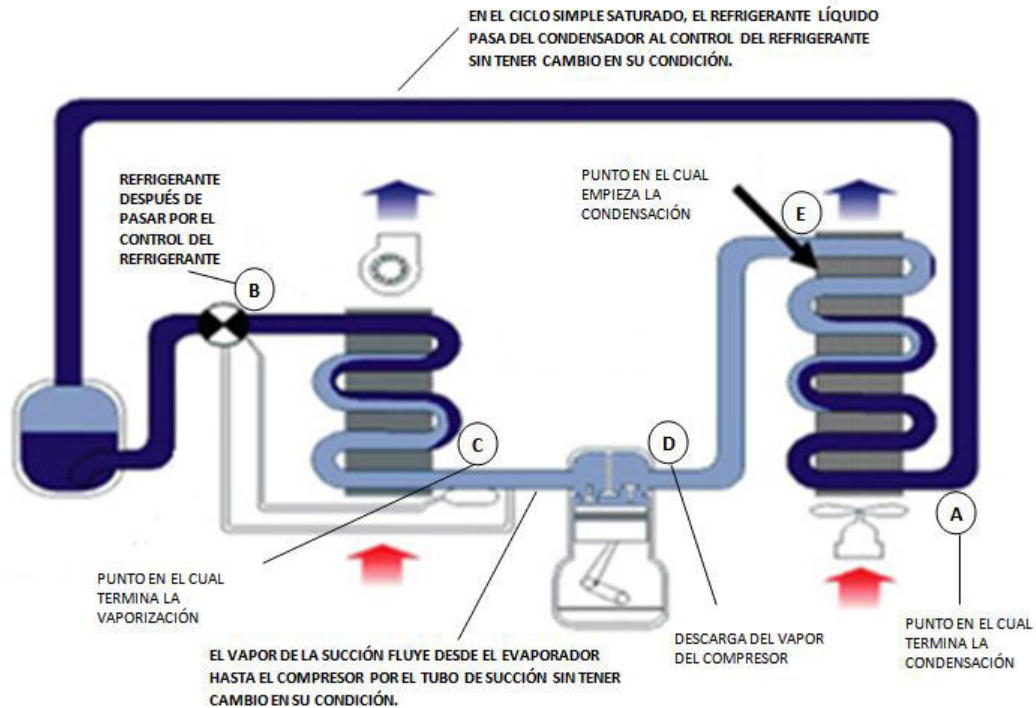


Fig. 2.18 Procesos de un ciclo saturado simple



**Fig. 2.19 Diagrama de flujo de un ciclo saturado simple**

a) El proceso de expansión:

En el ciclo saturado simple se ha supuesto que no hay ningún cambio en las propiedades (condición) del líquido refrigerante a medida que éste fluye a través de la tubería de líquido desde el condensador hasta el control del refrigerante y la condición del líquido a la entrada del control del refrigerante es la misma condición que se tiene en el punto A.

El proceso descrito por los puntos estado inicial y final A-B suceden en el control del refrigerante cuando la presión del líquido es reducida desde la presión condensante hasta la presión evaporante a medida que el líquido pasa a través de la válvula del control. Cuando el líquido es expandido en el evaporador a través del orificio de la válvula de control, se disminuye la temperatura del líquido desde la temperatura condensante hasta la temperatura evaporante y de inmediato una parte del líquido pasa a ser vapor.

El proceso A-B es un estrangulamiento tipo expansión adiabática, en el cual la entalpía del fluido no cambia durante el proceso. Este tipo de expansión ocurre siempre que un fluido es expandido a través de un orificio desde una presión alta hasta una presión baja.

Se supone que esto ocurre sin ganancia ni pérdida de calor a través de válvulas o tuberías y sin la realización de un trabajo.

Debido a que la entalpía del refrigerante no cambia durante el proceso A-B, la localización del punto B en el diagrama presión-entalpía se encuentra siguiendo la línea de entalpía constante partiendo del punto A hasta el punto donde la línea de entalpía intersecta a la línea de presión constante que corresponde a la presión evaporante. Para localizar el punto B sobre el diagrama presión-entalpía, debe conocerse o la temperatura o la presión evaporante.

b) El proceso vaporizante:

El proceso B-C es la vaporización del refrigerante en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a temperatura y presión constante, el proceso B-C es tanto isotérmico como isobárico.

Por lo mismo, se localiza al punto C en el diagrama presión-entalpía siguiendo las líneas de presión constante y temperatura constante desde el punto B hasta el punto donde éstas interceptan la línea del vapor saturado. En el punto C el refrigerante está en su totalidad vaporizado y es un vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante.

A medida que el refrigerante fluye a través del evaporador y absorbe calor del producto refrigerado, se incrementa la entalpía del refrigerante durante el proceso B-C. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (**efecto refrigerante**) es la diferencia de valor entre la entalpía del refrigerante de los puntos B y C.

La distancia entre los puntos X y C en el diagrama presión – entalpía representa el calor latente total de vaporización. Entonces, ya que la distancia B-C es el efecto refrigerante útil, la diferencia entre X-C y B-C, que es la distancia X-B es la pérdida de efecto refrigerante.

c) El proceso de compresión:

En el ciclo saturado simple, se supone que el refrigerante no cambia de condición mientras está fluyendo por la tubería de succión desde el evaporador hasta el compresor. El proceso C-D se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión desde la presión vaporizante hasta la compresión



condensante. Se supone que en el ciclo saturado simple, el proceso de compresión C-D es isoentrópico. Una compresión isoentrópica es un tipo especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción. (fig.2-20)

Debido a que no se tiene cambio en la entropía del vapor durante el proceso C-D, la entropía del refrigerante en el punto D es la misma que en el punto C. Por lo tanto, el punto D puede localizarse en el diagrama presión-entalpía siguiendo la línea de entropía constante que empieza en el punto C hasta el punto donde la línea de presión constante correspondiente a la presión condensante.

Durante el proceso de compresión C-D se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor. La energía equivalente al trabajo efectuado durante el proceso de compresión es a menudo llamada calor de compresión y es igual a la diferencia de valores de entalpía del refrigerante entre los puntos D y C.

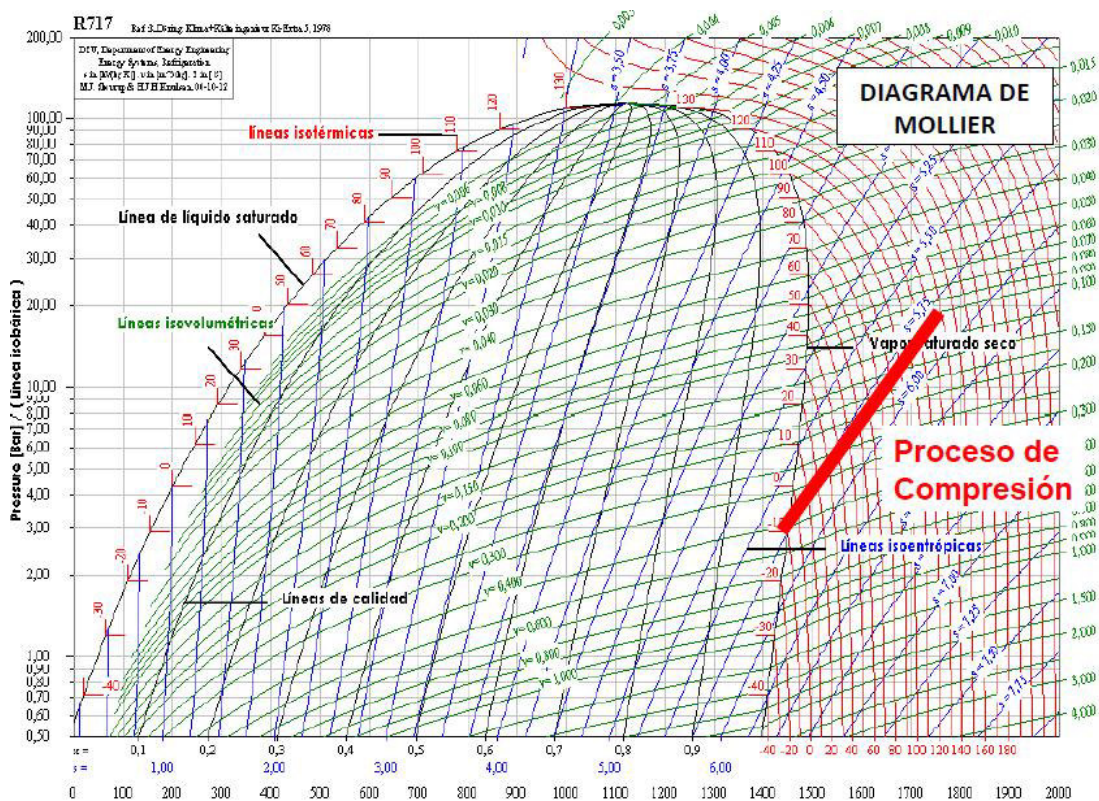


Fig. 2.19 Proceso de compresión isoentrópica

Como resultado de la absorción de calor en la compresión, el vapor descargado por el compresor está en la condición de sobrecalentado o sea, su temperatura es mayor que la

temperatura de saturación correspondiente a su presión. Antes que el vapor sea condensado debe eliminarse sobrecalentamiento del vapor bajando la temperatura del vapor descargado hasta la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

d) El proceso de condensación:

Los procesos D-E como E-A se verifican en el condensador a medida que el gas caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura condensante y después condensada. El proceso D-E toma lugar en la parte superior del condensador y en una parte de la longitud de la tubería de descarga. Esto representa el enfriamiento del vapor desde la temperatura de la descarga hasta la temperatura condensante a medida que el vapor le deja su calor al medio condensante. Durante el proceso D-E, la presión del vapor permanece constante y se localiza al punto E en el diagrama presión-entalpía siguiendo la línea de presión constante desde el punto D hasta el punto donde la línea de presión constante intersecta a la curva de vapor saturado.

En el punto E, el refrigerante es una vapor saturado a la temperatura y presión condensante. La cantidad de calor sensible (sobrecalentamiento) eliminado por kilogramo de vapor en el condensador al enfriarse el vapor desde la temperatura de descarga hasta la temperatura condensante, es la diferencia de entalpías del refrigerante entre los puntos D y E ( $h_d - h_e$ ).

El proceso E-A es la condensación del vapor en el condensador. Debido que la condensación se realiza a temperatura y presión constante, el proceso E-A se verifica a lo largo de las líneas de presión y temperatura constante desde el punto E hasta el punto A. El calor cedido al medio condensante durante el proceso E-A es la diferencia de entalpías del refrigerante entre los puntos E y A.

Al regresar al punto A, el refrigerante ha completado un ciclo y sus propiedades son las mismas que han quedado descritas para el punto A.

En un ciclo saturado simple, la energía del refrigerante se incrementa en sólo dos puntos en el ciclo: (1) el calor absorbido del producto refrigerado a medida que se vaporiza el refrigerante en el evaporador y (2) la energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor.



Sobre el diagrama presión-entalpía de la figura 2-20 se compara in ciclo saturado simple con otro en el cual el vapor de succión esta sobrecalentado. Los puntos A, B, C, D y E marcan el ciclo saturado y los puntos A, B, C', D' y E indican el ciclo sobrecalentado.

Si se desprecia la pequeña caída de presión del vapor en la tubería de succión, podrá suponerse que la presión del vapor permanece constante durante el sobrecalentamiento, la presión del vapor en la succión a la entrada del compresor es la misma que la presión vaporizante en el evaporador. Haciendo esta suposición, puede localizarse al punto C' en el diagrama presión-entalpía, siguiendo la línea de presión constante empezando en C hasta el punto donde la línea de presión constante intersecta a la línea de temperatura constante. El punto D' se localiza siguiendo una línea de entropía constante desde el punto C' hasta la línea de presión constante correspondiente a la presión condensante.

Sin tomar en cuenta el efecto que se tenga en la capacidad, excepto para algunos casos muy especiales, por lo general, una cierta cantidad de sobrecalentamiento es inevitable y en muchos casos es deseable. Cuando el vapor de la succión es pasado en forma en forma directa del evaporador hasta la entrada de succión del compresor y sin ningún sobrecalentamiento. Se tienen posibilidades de que pequeñas partidas de líquido no vaporizado se tengan entre el vapor. A este vapor se le llama vapor “húmedo”.

El vapor húmedo en la succión puede causar efectos adversos en la capacidad del compresor. Además, ya que los compresores de refrigeración están diseñados como bombas de vapor, cualquier cantidad apreciable de líquido no vaporizado en la tubería de succión, podría dar como resultado serios perjuicios mecánicos en el compresor.

Ya que el sobrecalentamiento del vapor en la succión elimina la posibilidad de vapor “húmedo” en la succión a la entrada del compresor, es deseable tener una cierta cantidad de sobrecalentamiento en el vapor. La cantidad de sobrecalentamiento en el vapor de succión, para un caso particular, dependerá de donde y como ocurra el sobrecalentamiento y además del refrigerante usado.

#### b) Efecto del subenfriamiento en el líquido

Sobre el diagrama presión-entalpía de la figura 2-21 el ciclo saturado simple es designado con los puntos A, B, C, D y E, mientras que los puntos A', B', C, D y E describen al ciclo subenfriado.

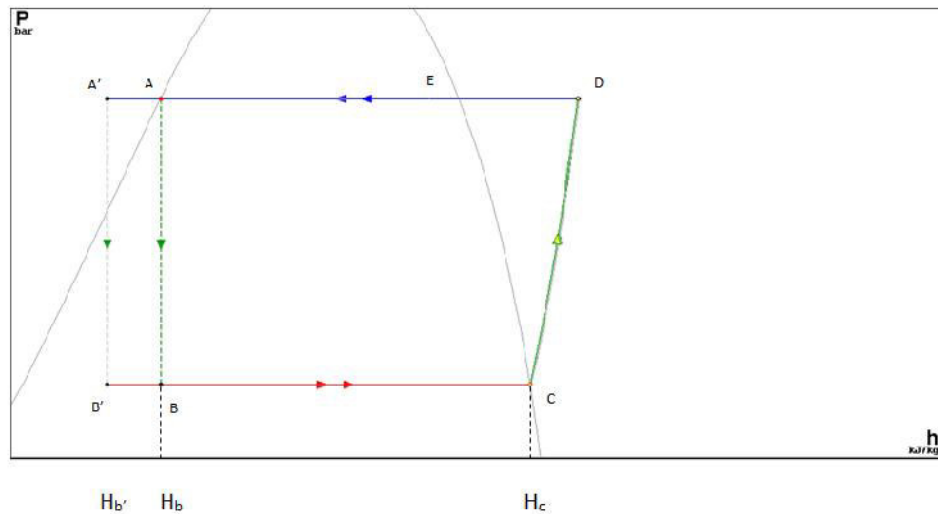


De la figura 2-21 también se puede demostrar que cuando el líquido es subenfriado antes que éste llegue a la válvula de control del refrigerante, se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa.

Efecto refrigerante para el ciclo saturado ABCDA =  $h_c - h_b$

Efecto refrigerante para el ciclo saturado A'B'CDA' =  $h_c - h_{b'}$

$$h_c - h_{b'} > h_c - h_b$$



**Fig. 2.21 Diagrama presión-entalpía comparando al ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado**

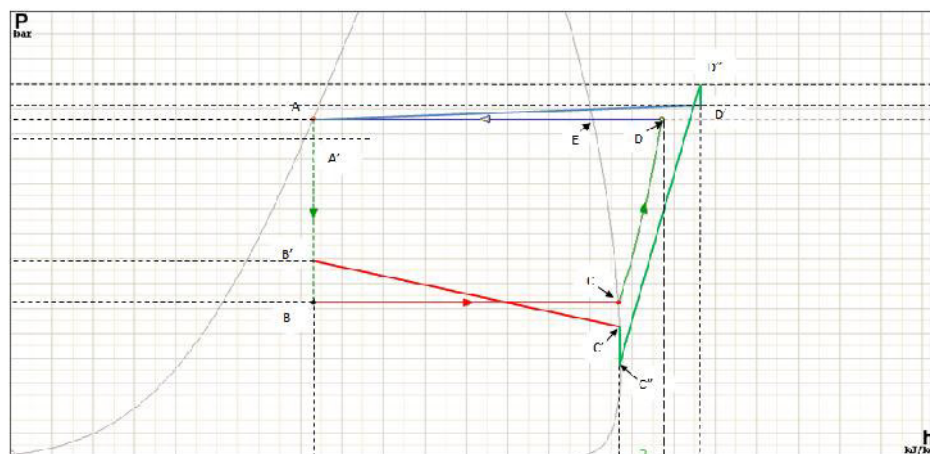
Obsérvese, además, que el calor de compresión por unidad de masa es igual para ambos ciclos saturados y subenfriado. Esto indica que el aumento de efecto refrigerante por unidad de masa originada por el subenfriamiento se obtiene sin aumentar el suministro de energía al compresor.

El subenfriamiento del líquido refrigerante puede efectuarse en varias partes y de diferentes maneras. Con mucha frecuencia el líquido refrigerante se subenfriía mientras se encuentra almacenado en el tanque recipiente o mientras está circulando a través de la tubería cediendo su calor al aire de los alrededores. En algunos casos se usa un subenfriador especial para subenfriar al líquido.

#### c) Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción

El refrigerante experimenta una caída de presión para vencer la fricción mientras fluye a través de tuberías, evaporador, condensador, depósito receptor.

En la figura 2-22 se muestra el diagrama presión-entalpía de un ciclo real en el cual se muestran las pérdidas de presión que se tienen en las diferentes partes del sistema. Para simplificar al diagrama no se muestra ni sobrecalentamiento ni subenfriamiento y se muestra a un ciclo saturado simple para efectos de comparación.



**Fig. 2.22 Diagrama presión-entalpía de un ciclo de refrigeración ilustrando el efecto de las pérdidas de presión en varias partes del sistema. Para comparación se dibujó un ciclo saturado simple.**

La línea B' - C' representa el proceso de vaporización en el evaporador durante el cual el refrigerante sufre una caída de presión. Como resultado de la caída de presión en el evaporador, el vapor sale del evaporador a una presión y temperatura de saturación menor y con un volumen específico más grande que el que se tendría al no ocurrir ninguna caída de presión.

El efecto refrigerante por unidad de masa es aproximadamente igual para ambos ciclos. Además, para el vapor de menor presión a la salida del evaporador, el vapor debe ser comprimido a través de un rango mayor de compresión durante el proceso de compresión, de manera que la potencia requerida por capacidad unitaria también es mayor que el ciclo que está sujeto a caída de presión.

La línea C' - C'' representa la caída de presión que se tiene en el vapor de succión al fluir a través de la tubería de succión desde el evaporador hasta la entrada del compresor. Al igual, que la caída de presión en el evaporador, la caída de presión en la tubería de succión causa que el vapor de la succión llegue al compresor a una menor presión y en una condición de expansión tal que la razón de flujo de volumen por capacidad unitaria y la potencia requerida por capacidad unitaria ambas son incrementadas.

Es evidente que la caída de presión tanto en el evaporador como en la tubería de succión debe ser reducida a un mínimo a fin de tenerse la mayor eficiencia posible. Esto se aplica también a intercambiadores de calor y a algunos dispositivos auxiliares instalados en la tubería de succión.

La línea D' – A' representa la caída de presión resultante del flujo de refrigerante a través de la tubería de descarga y el condensador. Esta parte D'-A la cual representa el flujo a través de la tubería de descarga podrá ser muy larga o muy corta, dependiendo de la aplicación. Para cualquier caso la consecuencia de la caída de presión será la misma. Cualquier caída de presión que se tenga en el lado de la descarga del compresor (en las válvulas de descarga y conductos de salida, en la tubería de descarga y en el condensador) tendrá el efecto de aumentar la presión en la descarga y por lo mismo aumentar el trabajo de compresión y los caballos de potencia por tonelada.

La línea A-A' representa la caída de presión resultante del flujo del refrigerante a través del depósito receptor y la tubería de refrigerante líquido. Ya que el refrigerante en A es líquido saturado, la temperatura del líquido debe disminuir a medida que la presión disminuye. Si el líquido no se subenfía por su cedencia de calor hacia un sumidero externo, a medida que su presión disminuya, una parte del líquido debe transformarse instantáneamente en vapor dentro de la tubería de líquido a fin de proveer el enfriamiento requerido en el líquido. Nótese que el punto A' está en la zona de cambio de fase, indicando con ello que parte del refrigerante es vapor en ese punto.

A pesar del cambio instantáneo de parte de líquido a vapor y de la caída de temperatura coincidente con la caída de presión en la tubería del refrigerante líquido, la caída de la presión del líquido no tiene efecto alguno en la eficiencia del ciclo.

De cualquier modo, la presión y la temperatura del líquido deben reducirse a las condiciones de vaporización antes de entrar al evaporador. El hecho de que parte de esto se verifique en la tubería del líquido en lugar de en la válvula de control del refrigerante. Esto, sin embargo reduce la capacidad de ambos, tubería de líquido refrigerante y válvula de control. Además, el paso del vapor a través de la válvula de control del refrigerante causaría algún daño por erosión que causa en la aguja y asiento de la válvula.

Normalmente, aún sin el uso de intercambiadores de calor, se tendría suficiente subenfriamiento del líquido, para prevenir la transformación instantánea de parte de

líquido a vapor en la tubería del refrigerante líquido, si la caída de presión en la tubería no es excesiva. El pasó instantáneo de líquido a vapor en la tubería de refrigerante líquido, no ocurrirá si la caída de presión en la tubería no excede a 0.34 bar.

En la figura 2-23 se muestra un diagrama presión-entalpía de un ciclo de refrigeración típico, en el cual se muestran los efectos combinados de caída de presión, subenfriamiento y sobrecalentamiento y se le compara con el diagrama presión-entalpía del ciclo saturado simple.



**Fig. 2.23 Diagrama presión-entalpía del ciclo real de refrigeración, mostrando los efectos de subenfriamiento, sobrecalentamiento y pérdidas de presión. Para comparación está dibujado el ciclo saturado simple**

### 2.3.8. Efecto refrigerante

Se le llama efecto refrigerante a la cantidad de calor que cada unidad de masa de refrigerante absorbe del espacio o producto refrigerado.

Así mismo, cuando se vaporiza un líquido refrigerante, a medida que éste fluye a través del evaporador absorberá una cantidad de calor igual a la necesaria para vaporizarse; entonces el efecto refrigerante por unidad de masa de líquido refrigerante es en potencia igual al calor de vaporización.

Para cualquier refrigerante dado, el efecto refrigerante producido por una masa unitaria de refrigerante en circulación depende de la diferencia que se tenga entre la temperatura del evaporador y la temperatura del líquido refrigerante que llega al control del

refrigerante. Al aumentarse esta diferencia de temperatura, el efecto refrigerante por masa unitaria se reduce debido a que se tendrá que vaporizar una mayor porción del líquido en el control a fin de proporcionar la reducción necesaria en la temperatura del refrigerante. Inversamente, reduciendo este diferencial se incrementará el efecto refrigerante.

Por esta razón, siempre es deseable tener un subenfriamiento en el líquido que llega al control porque con ello se tiene un aumento del efecto refrigerante y un mejoramiento en la eficiencia del sistema.

### 2.3.9. Capacidad del sistema

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración es la velocidad a la cual se puede efectuar la eliminación de calor del espacio refrigerado. Esta, tradicionalmente se ha expresado en Btu por hora o en términos de su equivalente fusión-hielo.

Antes de la era de la refrigeración mecánica, el hielo era empleado ampliamente como un medio de enfriamiento. Con el desarrollo de la refrigeración mecánica, resultó muy natural que la capacidad de enfriamiento de los refrigeradores mecánicos se comparen con el equivalente fusión-hielo.

Por lo tanto, un sistema de refrigeración que tenga capacidad de 1 tonelada tiene una capacidad equivalente a la fusión de 1 tonelada de hielo en un periodo de 24 horas. Debido a que 1 tonelada de hielo absorbería 288000 Btu (2000 lb x 144Btu/lb) para derretirse, esto representa una capacidad de enfriamiento de 12000 Btu/h o 200 Btu/min.

En el sistema métrico, 1 tonelada de capacidad de enfriamiento son 3.517 KJ/s o KW. Obsérvese que la capacidad de refrigeración en verdad es una razón de transferencia de energía y como tal, es una expresión de potencia.

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica. O sea, la razón a la cual el sistema eliminará calor del espacio refrigerado, depende de dos factores: (1) la masa del refrigerante que fluye en la unidad de tiempo y, (2) el efecto refrigerante por unidad de masa que circula. Expresado como ecuación se tiene,

$$Q_e = (m)(q_e) \quad (2-15)$$

Donde  $Q_e$  = capacidad de refrigeración en KJ/s

$m$  = masa en circulación en Kg por segundo

$q_e$  = efecto refrigerante en KJ por kilogramo

### 2.3.10. Masa de refrigerante circulado por minuto

La masa de refrigerante que debe ser circulada por minuto por tonelada de capacidad de refrigeración para ciertas condiciones dadas de operación, se obtiene dividiendo el efecto refrigerante por Kg a las condiciones dadas entre 3.517 KJ/s

### 2.3.11. Gasto o razón de flujo de volumen del vapor

Cuando se vaporiza 1 Kg de refrigerante, el volumen del vapor saturado producido depende del refrigerante utilizado y de la temperatura de vaporización. Para cualquier refrigerante, el volumen de vapor depende sólo de la temperatura de vaporización y se aumentará a medida que se disminuya la temperatura de vaporización (y la presión).

Al conocer la temperatura de vaporización del refrigerante, el volumen del vapor producido masa unitaria (volumen específico) podrá obtenerse en forma directa de las tablas de vapor saturado. Una vez conocido el volumen específico del vapor, el volumen total del vapor generado en el evaporador por unidad de tiempo, puede obtenerse multiplicando la razón de flujo de masa del refrigerante por el volumen específico del vapor, o sea

$$V = (m) (v) \quad (2-16)$$

Donde  $V$  = Volumen total de vapor generado en el evaporador en  $m^3/s$

$m$  = Razón de flujo de masa del refrigerante en Kg/s

$v$  = Volumen específico del vapor a la temperatura de vaporización en  $m^3/kg$

### 2.3.12. Capacidad del compresor

En cualquier sistema mecánico de refrigeración, la capacidad del compresor debe ser tal que el vapor producido en el evaporador sea sacado a la misma velocidad que el mismo es generado por la acción de ebullición. Si el refrigerante se vaporiza con mayor rapidez de la que el compresor sea capaz de extraerlo, se acumulará un exceso de vapor en el evaporador y provocará un aumento de presión en el evaporador, lo que a su vez

causará el que se incremente la temperatura de ebullición del líquido. Por otra parte, si la capacidad del compresor es tal que el compresor elimine muy rápidamente el vapor del evaporador, la presión en el evaporador disminuirá y como resultado de ello, disminuirá la temperatura de ebullición del líquido. En cualquiera de los casos, las condiciones de diseño no mantienen en condiciones satisfactorias al sistema de refrigeración.

En consecuencia, el tener las condiciones de diseño adecuadas, para tener una buena práctica de refrigeración, requiere que la selección de un compresor cuya capacidad (desplazamiento) sea tal que el compresor pueda desplazar en cualquier intervalo dado de tiempo el mismo volumen de vapor que sea generado en el evaporador en el mismo intervalo de tiempo.

**CAPITULO 3**  
**DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE**  
**REFRIGERACIÓN**



### 3.1. El refrigerante ideal

En general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo de compresión – vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.

Propiamente no existe un refrigerante “ideal” y por las grandes diferencias en las condiciones y necesidades de las varias aplicaciones, no hay un solo refrigerante que sea universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Entonces, un refrigerante se aproximará al “ideal”, sólo en tanto que sus propiedades satisfagan las condiciones de la aplicación para lo cual va a ser utilizado.

Naturalmente, que desde el punto de operación económica, es deseable que el refrigerante posea ciertas características físicas y térmicas de cuyo resultado se tengan los requerimientos mínimos de potencia por capacidad de refrigeración, o sea, un alto coeficiente de rendimiento. Las propiedades más importantes del refrigerante que influyen en la capacidad y eficiencia son (1) el calor latente de vaporización, (2) el volumen específico del vapor, (3) la relación de compresión y (4) el calor específico de refrigerante tanto en estado de líquido como de vapor.

Excepto para sistemas muy pequeños, es deseable tener un valor alto del calor latente para que sea mínimo el peso de refrigerante circulado por unidad de capacidad. Cuando se tiene un valor alto del calor latente y un volumen específico bajo en la condición de vapor, se tendrá un gran aumento en la capacidad y eficiencia del compresor. Con esto se logrará no sólo disminuir el consumo de potencia, sino además, reducir el desplazamiento necesario en el compresor, lo cual permitiría el uso de un equipo más pequeño y compacto.

Con un coeficiente de conductancia alto, puede mejorarse las razones de transferencia de calor, sobre todo en el caso de enfriamiento de líquidos como es el caso de la aplicación de refrigeración de esta monografía y en esa forma se puede reducir el tamaño y el costo del equipo de transferencia. También, es deseable que la relación presión-temperatura del

refrigerante sea tal que la presión en el evaporador siempre esté por arriba de la atmosférica. En el caso de tenerse una fuga en el lado de menor presión del sistema, si la presión es menor a la atmosférica, se introducirá una considerable cantidad de aire y humedad en el sistema, mientras que si la presión vaporizante es mayor a la atmosférica, se minimiza la posibilidad de introducción de aire y humedad al sistema al tenerse una fuga.

También es deseable tener una presión condensante razonablemente baja ya que esto permite usar materiales de peso ligero en la construcción del equipo para condensación, reduciéndose así el tamaño y costo del equipo. Naturalmente que la temperatura crítica y la presión del refrigerante deben ser mayores que la temperatura y presión máximas que se tengan en el sistema.

### **3.1.1. El amoníaco como refrigerante primario**

El amoníaco (también denominado Refrigerante 717 o R-717) es el único refrigerante fuera del grupo de los fluorocarburos que se usa bastante en la actualidad. Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus excelentes propiedades térmicas lo hacen ser un refrigerante ideal para fábricas de hielo, plantas de cerveza donde existen grandes caudales de productos que requieren enfriamiento y además cuentan con los servicios de personal experimentado y donde su naturaleza tóxica es de poca consecuencia.

El amoníaco es el refrigerante que tiene más alto efecto refrigerante por kilogramo, el cual, a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor, tiene una gran capacidad refrigerante con relativamente un desplazamiento pequeño del pistón o mínima rotación de un tornillo.

El amoníaco es incoloro, tanto en su estado líquido como de vapor. Su olor es extremadamente irritante. Entra en ebullición a  $-33.3^{\circ}\text{C}$  a la presión atmosférica y es altamente soluble en agua. La gravedad específica del amoníaco líquido puro es de 0.66 y del amoníaco en forma de vapor es de 0.74. Por tanto, en estado líquido es más ligero que el agua y en forma de vapor es más ligero que el aire.

Las presiones en el evaporador y el condensador a las condiciones de toneladas estándar de  $-15^{\circ}\text{C}$  y  $30^{\circ}\text{C}$  son 2.37 bar y 11.67 bar respectivamente, las cuales son moderadas, de tal manera que pueden usarse materiales de peso ligero en la

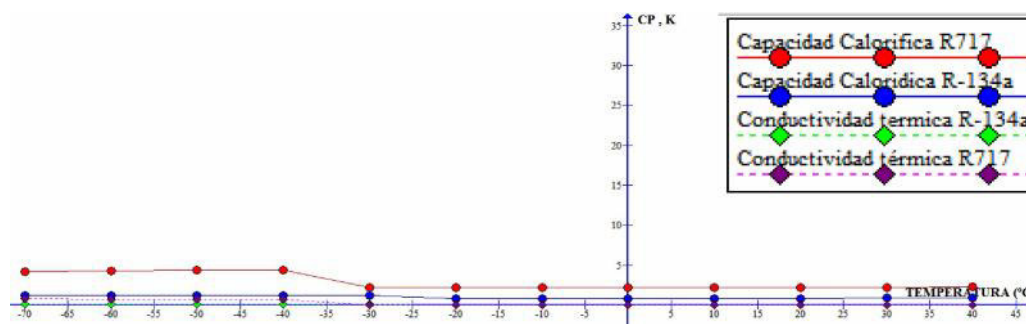
construcción del equipo refrigerante. Sin embargo, la temperatura adiabática en la descarga es relativamente alta, siendo 98.89°C para las condiciones de tonelada estándar, por lo cual es adecuado tener enfriamiento con agua tanto en el cabezal como en los cilindros del compresor.

Aunque el anhídrido de amoníaco puro no es corrosivo para todos los metales normalmente usados en los sistemas de refrigeración, en la presencia de humedad, el amoníaco se vuelve corrosivo para los metales no ferrosos, tales como el cobre y el latón. Evidentemente que estos metales no deben emplearse en los sistemas de amoniaco.

El amoníaco no es miscible con el aceite y por lo mismo no se diluye en el aceite del cárter del compresor. Sin embargo, deben hacerse los arreglos necesarios para eliminar el aceite del evaporador y deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga de los sistemas de amoniaco.

El amoniaco es fácil de conseguirse y es el más barato de los refrigerantes comúnmente empleados. Estos dos hechos, junto con su estabilidad química, afinidad por el agua y no miscibilidad con el aceite, hacen el amoníaco ser un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante.

Debido a su coeficiente de transferencia de calor relativamente alto y al consecuente mejoramiento de la razón de transferencia de calor, es el amoniaco particularmente adecuado para grandes instalaciones de enfriamiento líquido. Al amoniaco se le usa con compresores reciprocantes tipo abierto, rotatorio y centrífugo.(figura 3-1)



**Fig. 3.1 Diagrama comparativo de capacidad de calor y conductividad de los refrigerantes R717 y R-134a**

De la figura 3-1 se puede apreciar que el amoníaco tiene capacidad calorífica y conductividad térmica mayor que el refrigerante R-134a (refrigerante comúnmente utilizado en aplicaciones de refrigeración)

- **Propiedades física del amoníaco a presión atmosférica (1.01 bar)**

- Temperatura de ebullición : -33.3°C
- Temperatura crítica : 132.25 °C
- Presión crítica : 113 bar
- Volumen específico crítico : 4.25 cm<sup>3</sup>/g
- Calor latente : 1365 KJ/Kg

### **3.2. Evaporadores**

El evaporador, como su nombre implica, es la parte del sistema en la que el refrigerante líquido se evapora. Se conoce por diversas denominaciones como serpentín de enfriamiento, cuerpo cilíndrico del enfriador, serpentín de congelación, evaporador o lado de baja. El proceso de evaporación, es decir, el calor absorbido cuando se evapora el refrigerante líquido, es el propósito del sistema de refrigeración completo. La absorción de este calor es lo que denominamos enfriamiento. Todo el sistema depende de que el evaporador funcione apropiadamente.

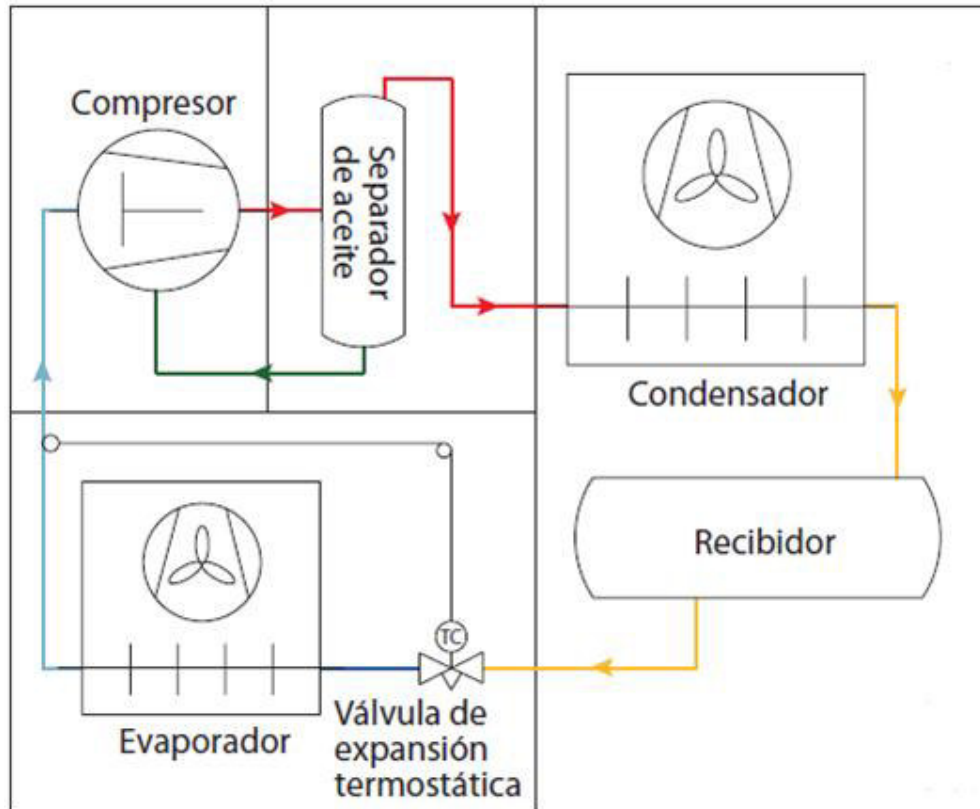
#### **3.2.1. Requisitos de los evaporadores**

Son tres los requisitos fundamentales que debe cumplir el diseño de un buen evaporador:

- 1- El evaporador debe proporcionar una superficie de transferencia de calor lo suficientemente grande, que pueda mantenerse a una temperatura más baja que el medio que está enfriando.
- 2- El evaporador debe disponer de una cámara para almacenar el refrigerante líquido que se va a evaporar, y el compartimiento para el vapor debe estar separado del líquido.
- 3- El evaporador debe proporcionar una circulación de refrigerante sin que se produzca una caída de presión excesiva.

### 3.2.2. Sistema de refrigeración de expansión directa(DX)

Un sistema de refrigeración de una etapa con expansión directa es el sistema más básico de refrigeración, el cual es muy popular en aire acondicionado y sistemas pequeños de refrigeración (figura 3-2).



**Fig. 3.2 Sistema de refrigeración de una etapa con expansión directa**

El ciclo de refrigeración es: El refrigerante de vapor de baja presión es comprimido por el compresor y dentro del condensador, donde el vapor de alta presión se condensa el líquido de alta presión. El líquido de alta presión luego se expande a través a través de la válvula de expansión termostática dentro del evaporador tipo seco, donde el líquido de baja presión se evapora dentro del vapor de baja presión y será succionado por el compresor otra vez.

El separador de aceite y el recibidor no tienen nada que hacer en el ciclo de refrigeración, pero ellos son importantes para el control: El separador de aceite separa y colecta el aceite del refrigerante, luego envía el aceite de vuelta al compresor. En este circuito de aceite es importante garantizar la seguridad y eficiencia del funcionamiento del compresor, por ejemplo buena lubricación, y el control del aceite es esencial para mantener la temperatura del aceite y la presión a un nivel aceptable.

El recibidor puede absorber/liberar refrigerante cuando los contenidos del refrigerante en diferentes componentes varían con la carga o algunos componentes cloqueados para el servicio. El recibidor también puede mantener un suministro de refrigerante líquido en constante presión en la válvula de expansión.

a) Válvula de expansión termostática :

La válvula de expansión termostática es controlada por el recalentamiento. Esto es de gran importancia para las funciones de ambos, el evaporador y el compresor:

- Al mantener un recalentamiento constante en la salida del evaporador, la válvula de expansión termostática suministra flujo correcto de refrigerante líquido en el evaporador de acuerdo a la carga.
- Un pequeño sobrecalentamiento puede garantizar que sólo el vapor entra en la succión del compresor. Las gotitas de líquido en la succión pueden causar golpe de ariete, el cual equivale a dañar el motor.

El principal inconveniente de la expansión directa es la baja eficiencia. Dado que tiene que ser mantenido un cierto sobrecalentamiento:

- Parte del área de transferencia de calor en el evaporador, es ocupado por vapor y la eficiencia de transferencia de calor es más baja.
- El compresor consume más energía para comprimir el valor de sobrecalentamiento que el vapor saturado.

Este inconveniente llega a ser especialmente problemático en una planta de refrigeración de baja temperatura o en una planta de refrigeración amplia. En estos sistemas de refrigeración, el sistema recirculado con circulación de bomba o circulación natural es designado con el fin de economizar energía.

### **3.2.3. Sistema de refrigeración recirculado o sobrealimentado**

En un sistema recirculado (figura 3-3), normalmente se coloca un recirculador en la sala de motores (si el espacio lo permite). Este tanque funciona como un tanque compensador y una trampa de aspiración y proporciona un conducto de líquido positivo para el bombeo del recirculador. Un conducto de aspiración conecta el tanque del recirculador con el compresor. El gas instantáneo que se ha generado a medida que el tanque recoge refrigerante líquido es devuelto inmediatamente a los

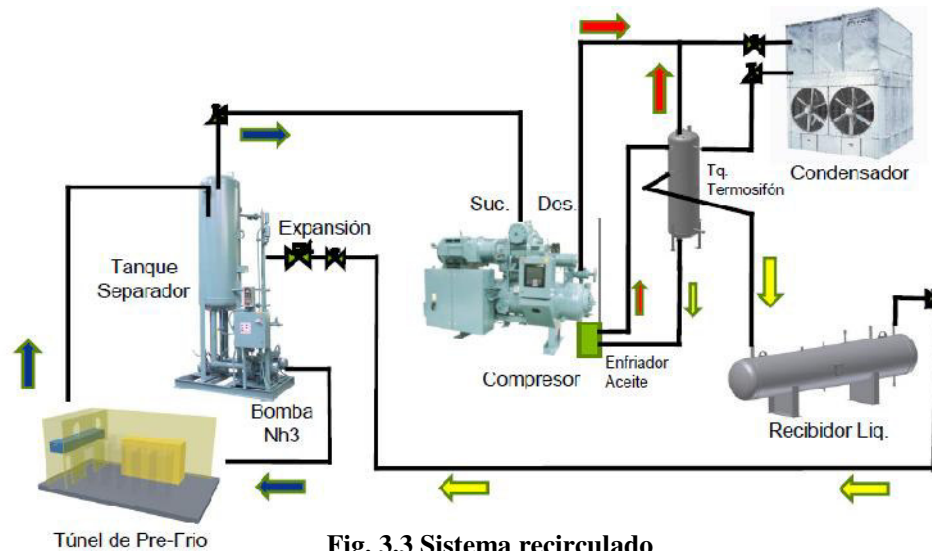
compresores. El sobrecalentamiento se añade solo en el conducto de aspiración entre el tanque recirculador y el compresor. Una vez que el vapor sale del tanque compensador, puede recorrer varios cientos de metros y absorber una cantidad considerable de sobrecalentamiento, por tal motivo el aislamiento es esencial. El refrigerante líquido en el tanque recirculador está a la temperatura o cerca de la temperatura del proceso antes incluso de salir del área de instalación de las bombas.

Debajo del tanque de recirculación se encuentran las bombas del mismo (normalmente dos o más). Estas bombas suministran refrigerante a los evaporadores ubicados en el área de procesos de la planta, y pueden devolver directamente refrigerante líquido al tanque del recirculador a través de los reguladores de sobrepresión. Esto puede ocurrir si no se precisa para enfriamiento ningún evaporador.

La relación de sobrealimentación normalmente es de 4 a 1. Esto quiere decir que si introducimos 4 kilogramos de refrigerante en los evaporadores, obtendremos 1 kilogramo de refrigerante en forma de vapor y 3 kilogramos de líquido no evaporado de vuelta en el conducto de aspiración. El conducto de aspiración debe tener cierta inclinación en su retorno al tanque recirculador de modo que el líquido no evaporado sea devuelto al tanque. Este conducto de aspiración contiene una mezcla de vapor y líquido saturado, sin apenas ganar sobrecalentamiento, además los conductos de aspiración son largos y están secos.

La relación de sobrealimentación de 4 a 1 es para propósitos de diseño. Bombear el líquido por el sistema supone unos costes económicos adicionales, por lo que podemos reducir la relación de sobrealimentación significativamente sin comprometer ni la eficiencia ni el funcionamiento del sistema. De hecho, podemos reducirlo tanto como deseamos siempre y cuando siga retornando algo de líquido no evaporado al recirculador a través del conducto de aspiración.

Los evaporadores en un sistema recirculado funcionan mejor que los evaporadores inundados, esto se atribuye al hecho de que el evaporador inundado recibe líquido a la temperatura de condensación y no a la de proceso como el sistema recirculado.



El sistema recirculación también denominado **sistema de una etapa con recirculación por bomba de refrigerante**, tiene muchas similitudes con el sistema DX mostrado en la figura 3-2. La principal diferencia es que en este sistema el vapor refrigerante que entra en la succión del compresor es vapor saturado en lugar de vapor recalentado (figura 3-3).

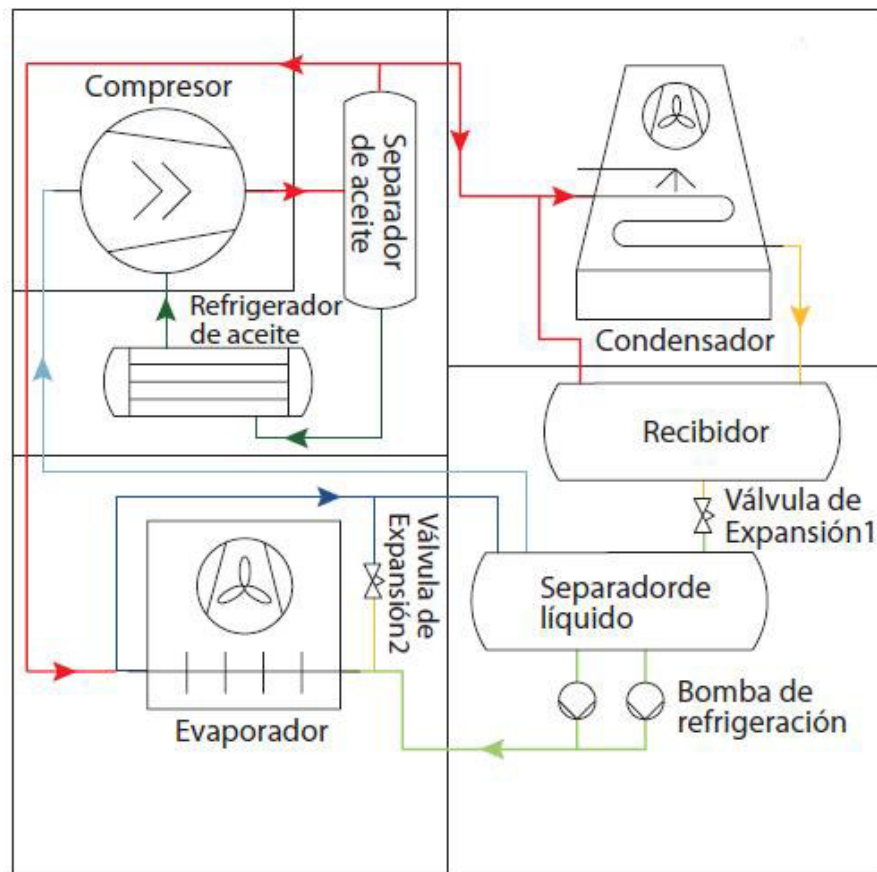
Esto es producido por la instalación de un tanque separador de líquido (tanque recirculador) entre el evaporador y el compresor. En el separador de líquido, el líquido procedente de la mezcla líquido/vapor proviene en parte del evaporador y en parte de la válvula de expansión 1. Sólo vapor saturado pasará a la succión del compresor, mientras que las bombas de refrigerante sólo envían líquido a los enfriadores.

Como el vapor de succión no está sobrecalentado, la temperatura de evaporación será inferior que en un sistema DX. Debido a la inferior temperatura de evaporación el rendimiento del compresor será mayor. El evaporador proporcionará más capacidad porque su superficie se utiliza en su totalidad para enfriar y no parcialmente para sobrecalentar el refrigerante. Por lo tanto, un sistema de circulación presenta un rendimiento mayor que un sistema DX equivalente.

La línea entre la entrada del condensador y el depósito está dedicada a la compensación de presión, para asegurar que el líquido del condensador puede fluir hacia el depósito sin problemas.



En sistemas de recirculación no hay sobrecalentamiento que pueda utilizarse como variable de control para el funcionamiento de una válvula de expansión termostática. La válvula de expansión 1 suele estar controlada por el nivel en el separador de líquido.

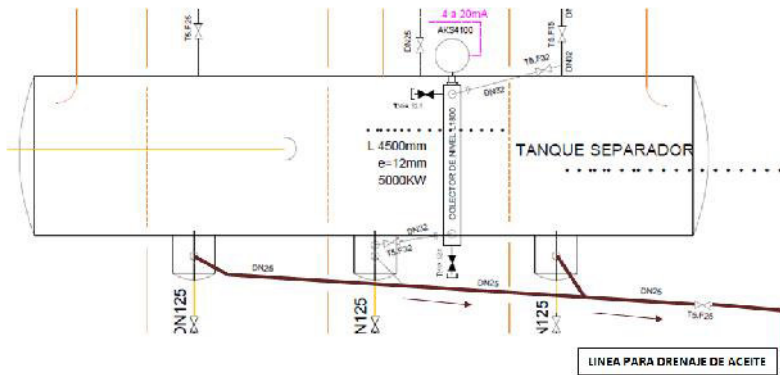


**Fig. 3.4 Sistema de refrigeración**

a) El aceite en los evaporadores

El amoníaco líquido y el aceite se separan como el aceite y el agua. El amoníaco es menos pesado que el aceite, por lo que el aceite se asienta formando una capa debajo.

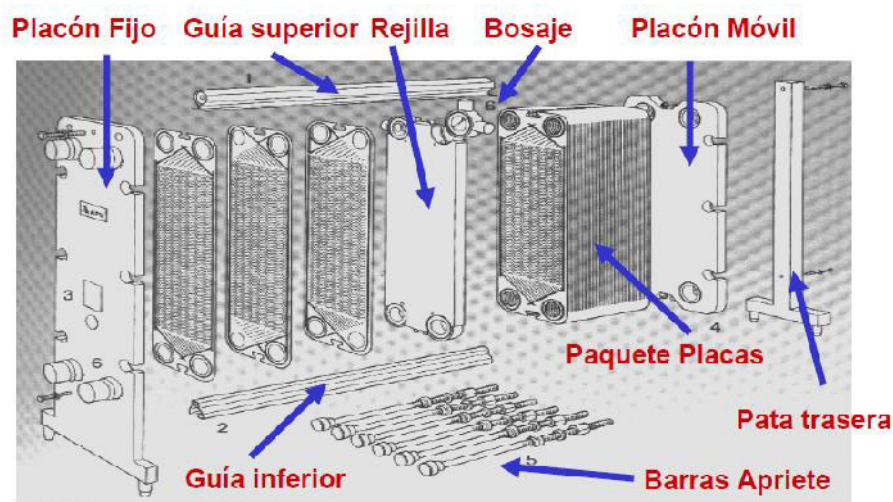
En un sistema recirculado que use amoníaco, el aceite se asentará en la parte inferior del tanque recirculado (o también denominado tanque separador), de donde será drenado de forma periódica. Las válvulas de drenaje de aceite se colocan en los puntos bajos con este propósito, como se muestra en la figura 3-5.



**Fig. 3.5 Ubicación del drenaje en el tanque separador**

### 3.2.4. Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza

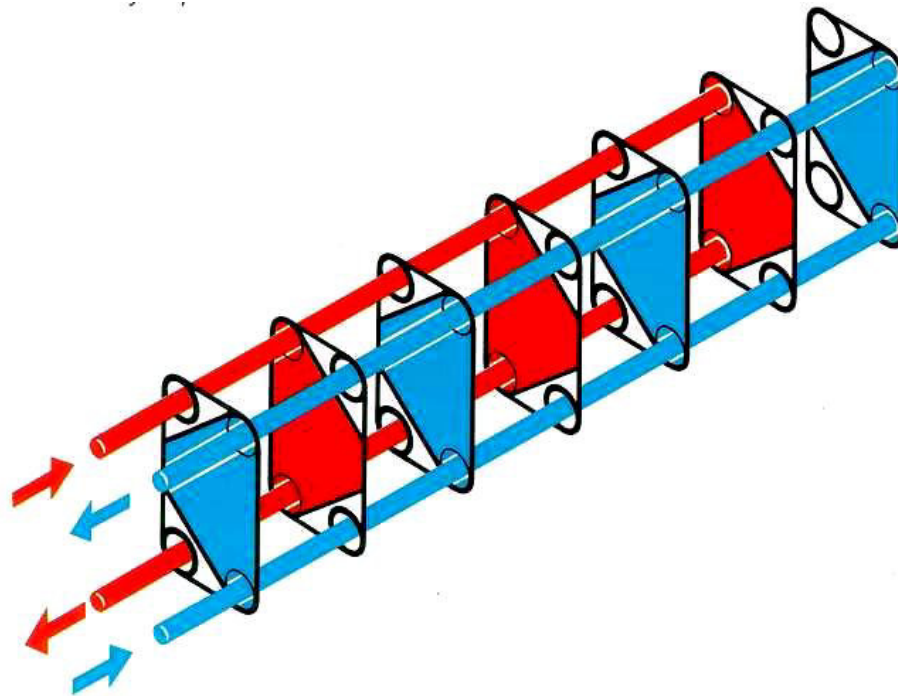
Este tipo de intercambiador está compuesto por uno o varios paquetes de placas de acero inoxidable (figura 3-6), equipadas con juntas y colocadas una al lado de otra en un bastidor entre un placón fijo y otro móvil. Entre estos dos plaques existen unas barras de apriete que se encargan de ejercer la presión suficiente para conseguir la estanqueidad necesaria en las juntas. Unas guías ubicadas en la parte inferior y superior permiten el desplazamiento de las placas para las operaciones de mantenimiento (revisión, limpieza, etc.). Esta disposición es la que marca su versatilidad y a la vez sus limitaciones. La primera limitación que condiciona su uso es la presión diferencial entre los dos fluidos. En la actualidad se admiten presiones de servicio máximas de 16 a 20 Bar, que son suficientes para su empleo en las industrias cerveceras.



**Fig. 3.6 Partes de un intercambiador de calor de placas**

La segunda limitación es la temperatura máxima de trabajo, que es función de la naturaleza de las juntas empleadas. Para juntas estándar se admite como temperatura límite de utilización  $150^{\circ}\text{C}$ , que también es suficiente para el uso en este tipo de industrias.

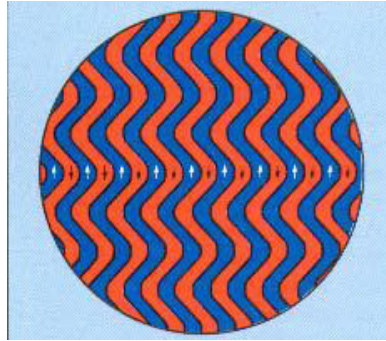
La figura 3-7 ilustra la forma general de flujo en un intercambiador de placas e indica que los espacios entre las placas forman canales alternativos de flujo a través de los cuales los fluidos caliente y frío podrían circular, en este caso, en contracorriente. Estos intercambiadores de calor son más eficientes para el trabajo con líquidos de baja viscosidad.



**Fig. 3.7 Flujo en intercambiadores de calor de placas. En color rojo el fluido caliente y en azul el fluido frío**

#### a) Tipos de placas

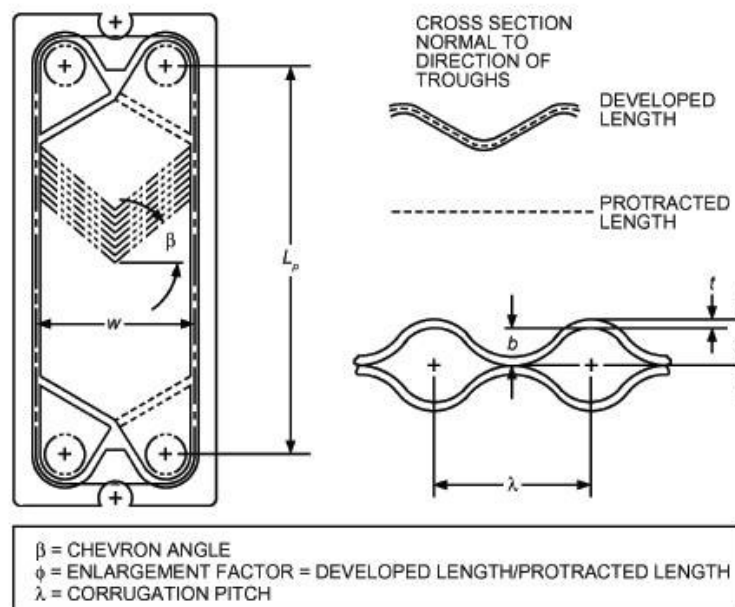
Habitualmente las placas se constituyen de acero inoxidable, de un espesor del orden de 0.6 a 0.8 mm. Se trata de placas corrugadas o acanaladas, en las que por embutido se han conseguido distintos dibujos geométricos. Las acanaladuras (figura 3-8) tienen por objeto esencial incrementar la turbulencia del flujo y de esta forma que sea mayor el coeficiente global de intercambio de calor del equipo. A la vez consiguen asegurar la rigidez mecánica del conjunto debido al gran número de puntos de contacto metal-metal que se obtienen. Las acanaladuras también marcan el camino que deben recorrer los fluidos, consiguiendo que se utilice toda la superficie de las placas sin que se produzcan caminos preferentes.



**Fig. 3.8 Cuando el paquete de placas es comprimido, la corrugación de las placas origina los canales**

Se utilizan dos tipos de geometrías en las acanaladuras de las placas: acanaladuras rectas y en V (Chevron). Las acanaladuras rectas son perpendiculares a la dirección principal de circulación del fluido y paralelas entre ellas. Al circular por estas placas el fluido sufre cambios continuos de dirección. En este caso se admiten velocidades de circulación entre 0.1 m/s y 2 m/s.

Las acanaladuras en V presentan un ángulo de inclinación con respecto a la dirección principal de circulación del fluido que caracteriza el funcionamiento de la placa. En el mercado se encuentran con ángulos de 30° y 60°. La velocidad media de circulación entre dos de estas placas es del orden de 0.1 y 1 m/s. (figura 3-9).



**Fig. 3.9 Parámetros de la placa-(Fuente: 2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI))**

Las juntas van pegadas a unas ranuras alrededor de la placa y aseguran la estanqueidad de la misma frente al exterior e imposibilitan la mezcla de los dos fluidos que circulan

por el intercambiador. Las dos placas extremas no contribuyen al intercambio de calor entre los dos fluidos, por lo tanto, el número efectivo de placas es el número total de estas menos dos. Debe notarse, además, que se debe usar un número impar de placas para asegurar un igual número de canales para los fluidos caliente y frío.

b) Diseño del Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza verde

Para el diseño del enfriador de cerveza verde con intercambiador de placas, se utilizara el método iterativo desarrollado por Welti-Chanes et. Al. (8), el método consiste en asumir primero un valor para el coeficiente global de transferencia de calor “U” y al final comprobar la validez de esta primera suposición, si se cumple dentro de rangos aceptables entonces la iteración termina, si no, este nuevo valor se convierte en el asumido y se realiza de nuevo todo el cálculo hasta que se cumpla la condición anterior.

A continuación se explica los pasos a seguir para dimensionar el intercambiador de placas:

- 1- Se requiere los datos de temperatura de entrada y salida de la cerveza verde ( $T_e$  y  $T_s$ ), temperatura de entrada del amoníaco líquido ( $t_e$ ), flujo de cerveza verde ( $m_{cv}$ ) y flujo del amoníaco líquido ( $m_{R717}$ ).

Se supone una temperatura de salida del amoníaco del intercambiador de calor. Con estos datos se evalúan las temperaturas medias de la cerveza verde y del amoníaco líquido:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3-1)$$

$$t_m = \frac{t_e + t_s}{2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3-2)$$

Estimamos el valor de la temperatura de la pared ( $T_w$ ) de una manera aproximada, según la ecuación establecida por Alvarado (9):

$$T_w = \frac{T_m + t_m}{2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3-3)$$

Al final se comprobará la exactitud de esta aproximación. Es importante el cálculo de esta variable ya que de esta depende la evaluación de las viscosidades tanto de la cerveza verde como del amoníaco líquido en la pared de la placa, la propiedad de la viscosidad es necesaria para el cálculo del número adimensional de Nusselt y finalmente del coeficiente pelicular de transferencia de calor.

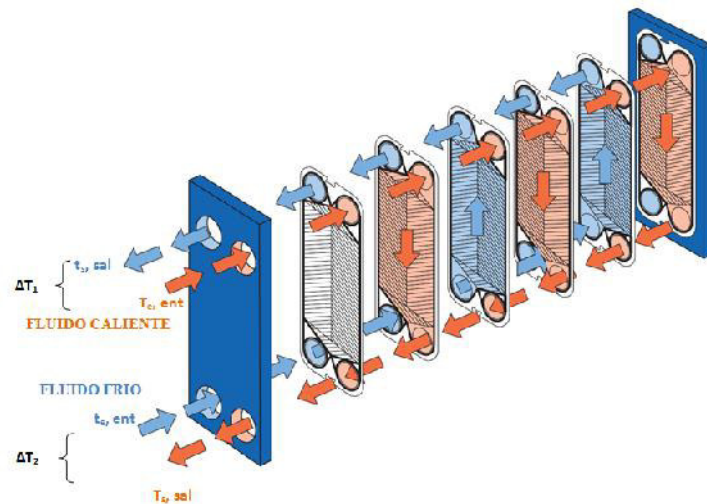
- 2- Se requiere obtener de tablas o software de propiedades las propiedades de los fluidos como: la conductividad térmica ( $k$ ), La capacidad calorífica ( $C_p$ ), la densidad y la viscosidad dinámica ( $\mu$ ). Para determinar las propiedades de ambos fluidos utilizaremos la tabla de propiedades proporcionada por el software SSP G7- 7.0.3.27 de la marca de intercambiadores de calor SWEP.
- 3- Evaluación del calor requerido por el producto para el enfriamiento ( $\dot{Q}$ ), mediante la ecuación (2-15) obtenemos:

$$\dot{Q} = m_{cv} c_p (T_s - T_E) \quad (\text{KJ/s}) \quad (3-4)$$

$$m_{R717} = \frac{\dot{Q}}{c_{pR717} (t_e - t_s)} \quad (\text{Kg/s}) \quad (3-5)$$

- 4- Estimación de la temperatura media logarítmica (LMTD), considerando flujo a contracorriente (figura 3-10), pues es la configuración más eficaz de todas las configuraciones para los intercambiadores de calor. <sup>5/</sup>

La LMTD (Diferencia logarítmica media de temperaturas) expresa la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador.



**Fig. 3.10 Expresiones de  $T_1$  y  $T_2$  en los intercambiadores de calor a contracorriente**

<sup>5/</sup>KREITH/BOHN; "Principios de transferencia de calor"; 498, 2001.

$$T_1 = T_{e, \text{ent}} - t_{s, \text{sal}} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3-6)$$

$$T_2 = T_{s, \text{sal}} - t_{e, \text{ent}} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3-7)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \quad (3-8)$$

5- Cálculo del área de transferencia de calor requerido  $A_T$ :

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento (ecuación 2-7) como:

$$\dot{Q} = UA_T LMTD \text{ (KW)} \quad (3-9)$$

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{U \cdot LMTD} \text{ (m}^2\text{)} \quad (3-10)$$

Para esto es necesario suponer un valor de  $U$ . La norma 2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals en el capítulo de transferencia de calor (Tabla 1) sugiere algunos valores de para diferentes fluidos en convección

Convection Type	$h_c$ , W/(m <sup>2</sup> ·K)
Free, gases	2 to 25
Free, liquids	10 to 1000
Forced, gases	25 to 250
Forced, liquids	50 to 20 000
Boiling, condensation	2500 to 100 000

**Tabla 3.1. Coeficiente de transferencia de calor tipo convección**

6- Cálculo del número de placas necesarias ( $N_p$ ) :

$$N_p = \frac{A_T}{A_p} \quad (3-11)$$

Donde  $A_p$  es el área de transferencia de calor de cada placa. El número de placas debe ser impar. El número de canales totales ( $N_{ct}$ ) resulta de sumar uno al número de placas. Si  $N_p > 700$  se considera que el diseño es incorrecto y se debe regresar al paso anterior y verificar las dimensiones de las placas. La descripción técnica de las placas utilizadas se muestra en la tabla A-2 y A-3 del anexo.

- 7- Cálculo del número de canales ( $N_c$ ) para el amoníaco líquido y la cerveza verde:

$$N_c = \frac{N_{ct}}{2} \quad (3-12)$$

- 8- Cálculo del área de flujo total para los fluidos  $A_f$ :

$$A_f = wbN_c \quad (m^2) \quad (3-13)$$

De la figura 3-9

$w$  es el ancho efectivo de cada placa y  $b$  es la separación entre placas

$$A_x = bw \quad (m^2) \quad (3-14)$$

$A_x$  = Área de canal de flujo

- 9- Cálculo del diámetro hidráulico equivalente  $D_e$ :

$$D_e = \frac{4wb}{w+b} \quad (m) \quad (3-15)$$

- 10- Cálculo de las velocidades de masa de cada fluido ( $G_F$  y  $G_W$ ):

$$G_{CV} = \frac{m_{CV}}{A_{CV}} \quad (Kg/m^2.s) \quad (3-16)$$

$$G_{R717} = \frac{m_{R717}}{A_{R717}} \quad (Kg/m^2.s) \quad (3-17)$$

- 11- Evaluación del número de Reynolds y el número de Prandtl para ambos fluidos

Cerveza verde: 
$$Re_{CV} = \frac{D_e G_{CV}}{\mu_{CV}} \quad (3-18)$$



$$\text{Pr}_{CV} = \left( \frac{C_P \mu_{CV}}{\mu_{CV}} \right) \quad (3-19)$$

Amoniaco líquido:  $\text{Re}_{R717} = \frac{D_e G_{R717}}{\mu_{R717}} \quad (3-20)$

$$\text{Pr}_{R717} = \left( \frac{C_P \mu_{R717}}{\mu_{R717}} \right) \quad (3-21)$$

12- Estimación del valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos ( $h_{CV}$  y  $h_{R717}$ ), dependiendo de las propiedades de cada uno ( $\mu$ ,  $k$ ) y de la viscosidad a la temperatura de pared de las placas  $\mu_w$  :

$$Nu = C_1 (\text{Re})^m (\text{Pr})^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (3-22)$$

Esta fórmula del cálculo del número de Nusselt fue establecida por Kumar(1984) y fue extraída de la norma 2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals en el capítulo de transferencia de calor (Tabla 11). Donde  $C_1$  y  $m$  son coeficientes de Kumar que dependen del ángulo de inclinación de las acanaladuras de la placa ( ) y del régimen de flujo, estos valores están tabulados en la tabla 3-2.

$Nu = C_1 \text{Re}^m \text{Pr}^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.17}$   $f = C_2/(\text{Re})^p$  Water, herringbone plates,  $\phi = 1.17$ .  
 $C_1$ ,  $C_2$ ,  $m$ , and  $p$  are constants and given as

$\beta$	Re	$C_1$	$m$	Re	$C_2$	$p$
$\leq 30$	$\leq 10$	0.718	0.349	$< 10$	50.0	1.0
	$> 10$	0.348	0.563	10-100	19.40	0.589
45				$> 100$	2.990	0.183
	$< 10$	0.718	0.349	$< 15$	47.0	1.0
	10-100	0.400	0.598	15-300	18.29	0.652
	$> 100$	0.300	0.663	$> 300$	1.441	0.206
50	$< 20$	0.630	0.333	$< 20$	34.0	1.0
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631
	$> 300$	0.130	0.732	$> 300$	0.772	0.161
60	$< 20$	0.562	0.326	$< 40$	24.0	1.0
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.24	0.457
	$> 400$	0.108	0.703	$> 400$	0.760	0.215
$\geq 65$	$< 20$	0.562	0.326	$< 50$	24.0	1.0
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451
	$> 500$	0.087	0.718	$> 500$	0.639	0.213

**Tabla 3.2. Coeficiente de transferencia de calor tipo convección**

13- Cálculo del coeficiente global de diseño ( $U_c$ ) mediante la siguiente ecuación:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{cv}} + \frac{S_p}{K_{ac}} + \frac{1}{h_{R717}}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{C}) \quad (3-23)$$

Donde  $S_p$  es el espesor de cada placa y  $K_{ac}$  es la conductividad térmica del material de las placas. Ver tabla de propiedades de materiales sólidos en los anexos – Tabla A1.

14- Evaluación del coeficiente de transferencia global real del equipo ( $U_D$ ), suponiendo un factor de ensuciamiento  $R_D$ :

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}) \quad (3-24)$$

Con relación al factor de ensuciamiento, Cengel en su libro “Transferencia de calor y masa” presenta la tabla 11-2 de factores de incrustación representativos.

**Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)**

Fluido	$R_f, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

**Tabla 3.3. Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para unidad de área superficial)**

Calculado el valor del coeficiente global de transferencia de calor, se lo compara con el supuesto en el paso 5, si  $U_{D \text{ asum}}/U_{D \text{ calc}}$  se encuentra entre 0.995 y 1.05, el valor se considera aceptable, sino, el  $U_D$  calculado pasa a ser supuesto y se repiten todas las operaciones anteriores hasta que se cumpla la condición.

- 15- Como se mencionó al inicio de este método, la expresión utilizada para determinar la temperatura de la pared es solo aproximada, por lo que se requiere de su comprobación. Para esto se utiliza la siguiente expresión:

$$h_F(T_W - T_m) = U_D(t_m - T_m) \quad (3-25)$$

Donde  $T_W$  es la temperatura de la pared. En la ecuación 3-25 todos los datos son conocidos, se despeja y se calcula  $T_W$  y si es igual al supuesto al inicio se da por terminada esta segunda parte de la iteración sino este valor pasa a ser el nuevo asumido y se calculan, asimismo, nuevamente todos los valores hasta que se cumplan las condiciones.

- 16- Estimación de las unidades de Transferencia de Calor (NTU) y la efectividad con la finalidad de verificar el área de transferencia total calculada  $A_T$ .  
El método de la efectividad-NTU presentado por Kays y London en 1955 es un método simplificado para el diseño de intercambiadores de calor. <sup>6/</sup>

Calculo de la **efectividad de la transferencia de calor** :

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}} \quad (3-26)$$

Donde  $\dot{Q}$  = Razón de la transferencia de calor real

$Q_{\max}$  = Razón máxima posible de la transferencia de calor

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{cv} - T_{R717}) \quad (\text{KW}) \quad (3-27)$$

Donde  $C_{\min}$  = es el menor entre  $C_{CV}$  y  $C_{R717}$

$$C_{CV} = \dot{m} C_{pCV} \quad (\text{KW}/^{\circ}\text{C}) \quad (3-28)$$

$$C_{R717} = \dot{m} C_{pR717} \quad (\text{KW}/^{\circ}\text{C}) \quad (3-29)$$

<sup>6/</sup>YUNUS A. CENGEL; “Transferencia de calor y masa”; 632, 2007.

De la ecuación 3-26 se puede calcular  $\dot{Q}$ :

$$\dot{Q} = \epsilon Q_{\max} = \epsilon C_{\min} (T_{CV} - T_{R717}) \quad (\text{KW}) \quad (3-30)$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

Calculo del **número de unidades de transferencia, NTU**:

$$NTU = \frac{UA_x}{C_{\min}} = \frac{UA_x}{(\dot{m} c_p)_{\min}} \quad (3-31)$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total  $U_c$  y  $A_x$  el área de transferencia total del intercambiador de calor tipo placas.

En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada **relación de capacidades c** como

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

En la tabla 3-4 se muestran las relaciones para calcular directamente el NTU cuando se conoce la efectividad. Además en la figura 3-11 se muestra el diagrama efectividad - NTU para intercambiadores de calor con flujos en contracorriente.

Cengel, hace algunas observaciones con base en las relaciones y diagramas de efectividad que ya se dieron:

- 1- El valor de la efectividad varía desde 0 hasta 1. Aumenta con rapidez para los valores pequeños de NTU (hasta alrededor de  $NTU=1.5$ ), pero más bien con lentitud para valores más grandes. Por lo tanto, no es posible justificar económicamente el uso de intercambiadores de calor con un NTU grande (por lo común mayor de 3) y, por consiguiente, un tamaño también grande, ya que un gran incremento en el NTU corresponde a un incremento pequeño en la efectividad. Por tanto, desde el punto de vista de la transferencia de

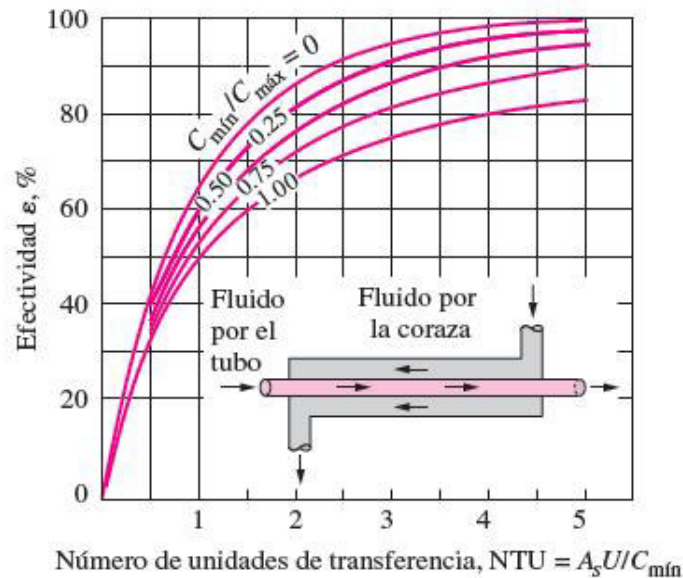
calor puede ser muy deseable contar un intercambiador con una efectividad elevada pero resulta más bien indeseable desde el punto de vista económico.

- 2- Para un NTU y una relación de capacidades  $c = C_{\min}/C_{\max}$  dados, el intercambiador con flujos en contracorriente tiene la efectividad más elevada. Como el lector podría esperar, los valores más bajos de la efectividad se encuentran en los intercambiadores de flujo paralelo.

Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor,  $NTU = UA_s/C_{\min}$   
y  $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Doble tubo:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i> $C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c}\right]$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con <math>c = 0</math></i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

**Tabla 3.4. Relaciones para calculo directo del NTU-(Fuente: YUNUS A. CENGEL; “Transferencia de calor y masa”; Tabla 11-5)**



**Fig. 3.11 Efectividad para intercambiadores de calor - (Fuente: YUNUS A. CENGEL; “Transferencia de calor y masa”; Figura 11-26)**

17- Evaluación del número de pasos ( $N_{pasos}$ ) para ambos fluidos:

$$N_{pasos,CV} = \frac{NTUm_{CV} C_{pCV}}{2A_p U_c Nc} \quad (3-32)$$

$$N_{pasos,R717} = \frac{NTUm_{R717} C_{pR717}}{2A_p U_c Nc} \quad (3-33)$$

18- Verificación del cumplimiento el balance de energía con el área de intercambio calculada

$$Q = U_D A_T MLDT = m_{CV} Cp(T_2 - T_1) \text{ (KW)} \quad (3-34)$$

Si el balance no se cumple se asume otra temperatura de salida del amoniaco líquido,  $t_2$ .

Con la información generada en los pasos anteriores se obtienen los parámetros básicos del diseño de intercambiadores de calor de placas.

Asimismo, es necesario evaluar la caída de presión en cada uno de los equipos mencionados, pues este dato es muy necesario al momento de la selección de las bombas para el transporte del amoniaco líquido. Para intercambiadores de placas, la pérdida de presión total es la suma de las pérdidas por fricción  $P_f$  y la pérdida de presión en los puertos de entrada y salida del equipo  $P_p$ . Bejan(12) define las siguientes ecuaciones para el cálculo de las pérdidas de presión, aplicables para ambas corrientes:

$$\Delta P_f = \frac{4fN_c L_p G^2}{2\rho D_e (\mu/\mu_w)^{0.17}} \text{ (Pa)} \quad (3-35)$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3N_c G^2}{2\rho} \text{ (Pa)} \quad (3-36)$$

Donde  $f$ , factor de fricción, se define:

$$f = \frac{K_p}{Re^z} \quad (3-37)$$

Las constantes de Kumar,  $K_p$  y  $z$ , dependen del ángulo de las acanaladuras de las placas y del número de Reynolds y se presentan en la tabla 3-2. Finalmente, la pérdida de presión total:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_p \quad (\text{Pa}) \quad (3-38)$$

Respecto a la máxima pérdida de presión en un intercambiador de calor, Kern (4) establece que económicamente no se justifica una caída mayor a 0.69 bar por lo tanto esta será otra de las restricciones a tomar en cuenta en el diseño.

### 3.3. Control de flujo de refrigerante

Hay diferentes tipos de válvulas para control del flujo refrigerante, algunas de estas son: (1) La válvula de expansión manual, (2) la válvula de expansión automática y (3) la válvula de expansión termostática.

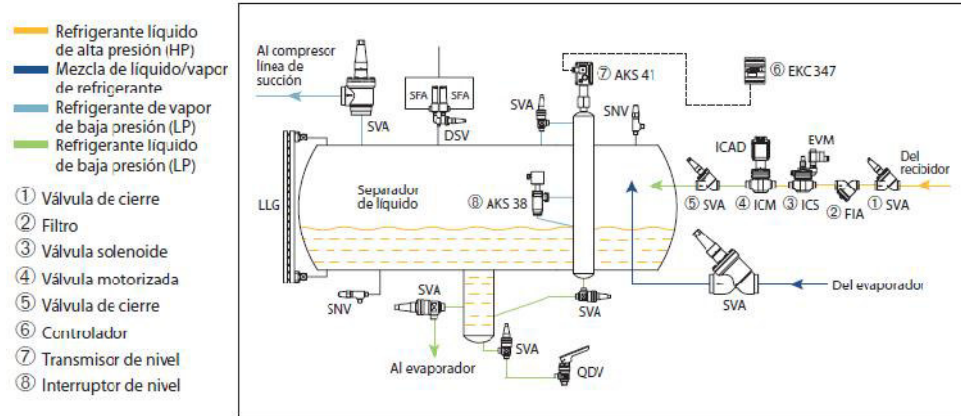
Independientemente del tipo, la función de cualquier control del flujo refrigerante es doble: (1) medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que va hacia el evaporador con una rapidez que sea proporcional a la cual está ocurriendo la vaporización en esta última unidad y (2) mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema a fin de permitir vaporizar el refrigerante bajo las condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y al mismo tiempo efectuar la condensación a la presión alta que se tiene en el condensador.

#### 3.3.1. Selección de válvula de control de flujo refrigerante

De la explicación dada en el punto 2.2.3 de esta monografía resolvemos que para el caso de enfriamiento de cerveza verde, por ser un sistema de baja temperatura y gran caudal de refrigerante no es aplicable utilizar una válvula de expansión termostática. Para el sistema de enfriamiento de cerveza verde implementado la inyección del líquido será controlada con una válvula de motor modulado tipo ICM, con un actuador ICAD (Actuador de Control Industrial con Display).

##### a) Funcionamiento de válvula de motor modulada

El transmisor de nivel (7), monitorea el nivel de líquido en el separador y envía una señal de nivel para el controlador de nivel de líquido (6), que a su vez envía una señal de modulación para el actuador de la válvula motorizada tipo ICM (4). La válvula motorizada tipo ICM actúa como una válvula de expansión. (figura 3-12)



**Fig. 3.12 Ubicación de válvula motorizada de expansión de líquido**

Entre los principales beneficios que presenta este tipo de válvula de control de flujo es que su funcionamiento interno es mecánica pura, posible de controlar a distancia y cubre un amplio rango de capacidades.

#### b) Selección de válvula motorizada tipo ICM

Para la selección correcta de la válvula motorizada tipo ICM utilizamos la tabla 3-5 y la A-4 del anexo (Ventajas, características y datos técnicos).

Línea de líquido con/sin cambio de fase (capacidad en kW)

Tipo		Refrigerante								Valor K <sub>v</sub> (m³/h)
		R717		R744		R407C*		R404A		
		-40°C	-10°C	-50°C	-30°C	-5°C	+5°C	-40°C	-10°C	
		Δp bar								
		0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	
ICM 20-A33	DN 20	7.1	5.4	4.8	4.9			2.5	2.9	0.2
ICM 20-A		21.3	19.3	14.4	14.8			7.4	8.8	0.6
ICM 20-B		85.2	77.1	57.8	59.0			29.6	35.2	2.4
ICM 20-C		163	148	111	113			56.7	67.5	4.6
ICM 25-A	DN 25	213	193	144	148			74.0	88.0	5
ICM 25-B		425	386	289	295			149	176	12
ICM 32-A	DN 32	320	289	217	221			111	132	9
ICM 32-B		604	546	409	418			210	249	17
ICM 40-A	DN 40	533	482	361	369			185	220	15
ICM 40-B		973	876	676	640			371	381	26
ICM 50-A	DN 50	817	739	554	556			294	337	23
ICM 50-B		1.421	1.286	963	984			493	587	40
ICM 65-A	DN 65	1.243	1.125	843	851			432	513	35
ICM 65-B		2.486	2.250	1.685	1.722			853	1.027	70
ICM 100	DN 100	5.042	4.565	3.419	3.493			1.757	2.087	142
ICM 125	DN 125	7.919	7.168	5.369	5.486			2.751	3.270	223
ICM 150	DN 150	13.139	11.894	8.908	9.102			4.564	5.426	370

Condiciones: R717, R404A: T<sub>evap</sub> = 30°C, delta p = 0.2 bar

Condiciones: R744: T<sub>evap</sub> = -10°C, delta p = 0.2 bar

**Tabla 3.5. Tabla de selección de válvula motorizada tipo ICM para líneas de líquido Fuente: (Catalogo selección control de refrigeración Danfoss)**



### **3.4. Tanque separador de líquido de baja presión**

También denominado tanque recirculador o solamente tanque separador, estos tanques pueden ser del tipo horizontal o vertical y son ampliamente usados en sistema de enfriamiento de cerveza.

Como se indico en el punto 3.2.3 en un sistema de refrigeración por recirculación solo llega vapor saturado al compresor por la línea de succión desde el tanque separador por tal motivo es importante determinar la máxima velocidad de separación para evitar arrastre de líquido hacia los compresores.

#### **3.4.1. Selección de tanque separador de baja presión**

Particularmente las dimensiones físicas del cuarto de sala de máquinas son las que influyen en la selección de un tanque separador.

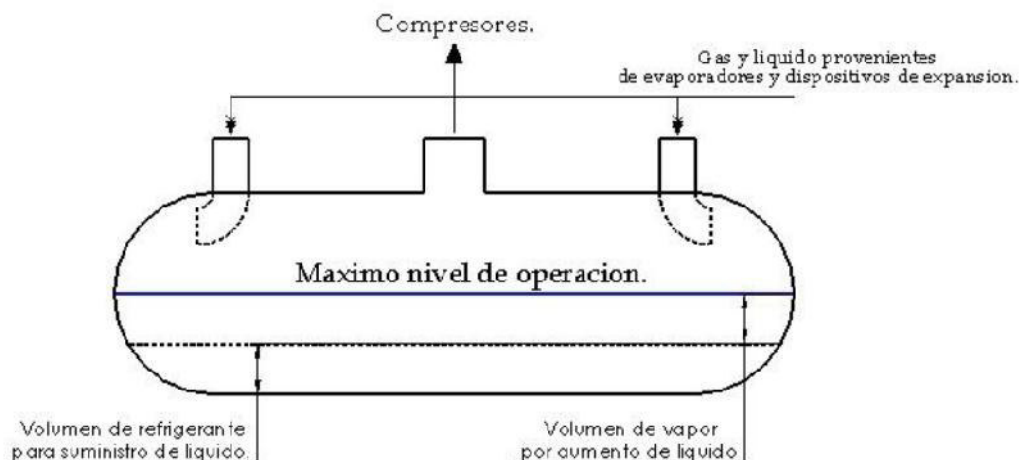
Según ASHRAE 2006 REFRIGERATION los separadores se fabrican en relación de longitud a diámetro (L:D) de 1:1 incrementándose hasta 10:1, los separadores menos costosos usualmente tienen razones entre 3:1 y 5:1.

Según TODD B. JEKEL el máximo nivel de líquido permitido en un tanque separador horizontal corresponde a la mitad de su diámetro interno.

Según la norma 2006 ASHRAE Handbook—Refrigeration (SI) el máximo nivel de líquido en el tanque corresponde a la suma de dos volúmenes (figura 3-13), el volumen del nivel inferior  $V_i$  es el volumen provisto que permite a las bombas extraer el líquido del tanque separador y que este asegure el flujo estable para los enfriadores, el  $V_i$  es igual al flujo volumétrico de las bombas en (Lt/min) por 5 o el valor que se tenga de criterio.

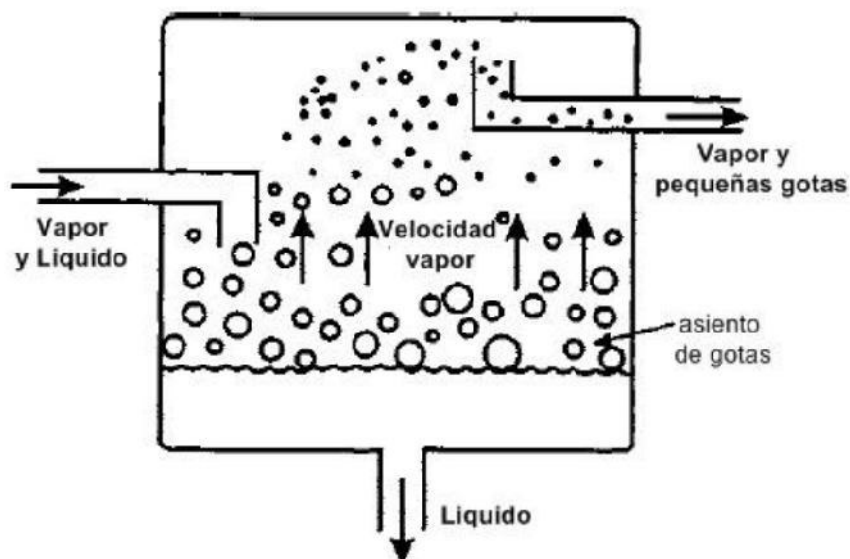
El volumen del nivel superior  $V_s$  se debe a variaciones anormales de salida de líquido del evaporador debido a la descongelación o al incremento súbito en carga de refrigeración, y a fallas de energía en la bomba debido a que el líquido en la línea de retorno vapor/líquido regresa al tanque separador. La fracción de líquido en el enfriador durante la operación depende en sí de la forma en que se alimente este, si la alimentación es por abajo o en la parte superior. Si la alimentación es por la parte

superior del enfriador se toma un valor del 30% del  $V_i$ , en el caso contrario se tomara un valor del 80%.



**Fig. 3.12 Máximo nivel de operación en tanque separador de baja presión**

En un tanque separador si el vapor se mueve hacia arriba a una velocidad terminal, una gota de diámetro crítico permanecerá suspendida, mientras que las otras serán succionadas por el compresor y las demás se asentaran en el tanque (figura 3.13). El valor de la velocidad no debe sobrepasar los valores recomendados por ASHRAE ya que implicaría cantidades considerables de líquido en el vapor que se llevara al compresor, estos valores se ven en la tabla 3-6.



**Fig. 3.13 Separación vapor del líquido**

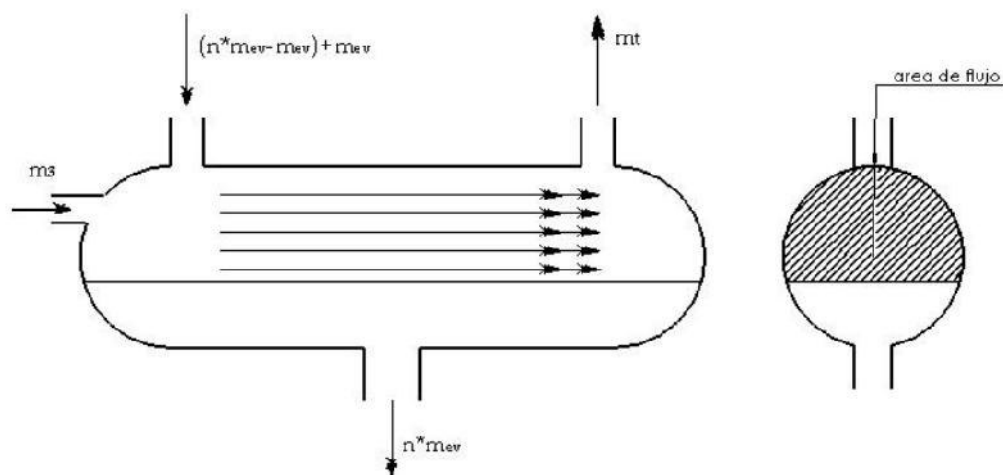
Temp., °C	Vertical Separation Distance, mm	Maximum Steady Flow Velocity, m/s			
		R-717	R-22	R-12	R-502
+10	250	0.15	0.07	0.08	0.06
	610	0.64	0.31	0.36	0.25
	910	0.71	0.39	0.43	0.32
-7	250	0.21	0.10	0.11	0.08
	610	0.87	0.44	0.49	0.35
	910	0.99	0.52	0.58	0.42
-23	250	0.31	0.14	0.16	0.11
	610	1.29	0.61	0.69	0.49
	910	1.43	0.72	0.81	0.59
-40	250	0.48	0.21	0.24	0.17
	610	1.99	0.88	1.01	0.71
	910	2.17	1.04	1.17	0.84
-57	250	0.80	0.33	0.37	0.25
	610	3.30	1.36	1.54	1.08
	910	3.54	1.57	1.78	1.25

Source: Adapted from Miller (1971).

**Tabla. 3-6 Máxima velocidad de separación-(Fuente: 2006 ASHRAE Handbook—Refrigeration (SI))**

Para determinar esta velocidad de separación debe conocerse el flujo volumétrico de vapor  $\dot{V}_v$  que pasa por el interior del tanque y el área de la sección transversal por la cual pasa este. (figura 3-14)

Donde:



**Fig. 3.14 Proceso de flujo estable en tanques separadores horizontales**

$$\text{Dónde: } \dot{v}_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-39)$$

Considerando la densidad ( ) del gas a la temperatura de evaporación

$$\text{Luego la velocidad de separación } v = \frac{\dot{v}_t}{A_{flu}} \quad (\text{m/s}) \quad (3-40)$$

$A_{flu}$  = Área de flujo (m<sup>2</sup>)

$n * \dot{m}_{ev}$  = Flujo de líquido bombeado por el sistema (Kg/s)

$\dot{m}_3$  = Flujo proveniente del tanque receptor de alta presión (Kg/s)

$\left( n * \dot{m}_{ev} - \dot{m}_{ev} \right) + \dot{m}_{ev}$  = Relación de flujo bombeado por el sistema y el flujo evaporado

$\dot{m}_t$  = Flujo másico de vapor que pasa a través del tanque (Kg/s)

Realizando un análisis de flujo estable se tiene que:

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} \quad (3-41)$$

Reemplazando en la ecuación 3-39, se obtiene:

$$\dot{m}_3 + \left( n * \dot{m}_{ev} - \dot{m}_{ev} \right) + \dot{m}_{ev} = n * \dot{m}_{ev} + \dot{m}_t \quad (3-42)$$

Pero conociendo que  $\dot{m}_t$  debe ser igual al flujo másico evaporado  $\dot{m}_{ev}$  más el flujo de vapor generado al expandirse  $\dot{m}_g$  que llega al separador:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_g \quad (\text{Kg/s}) \quad (3-43)$$

El flujo másico  $\dot{m}_3$  es igual al flujo que pasa por la válvula motorizada de expansión y que llega al tanque separador en forma de líquido  $\dot{m}_l$  y vapor  $\dot{m}_g$  :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_l + \dot{m}_g \quad (\text{Kg/s}) \quad (3-44)$$

Reemplazando las ecuaciones (3-43) y (3-44) en la ecuación 3-42, se obtiene:

$$\dot{m}_l + \dot{m}_g + \left( n * \dot{m}_{ev} - \dot{m}_{ev} \right) + \dot{m}_{ev} = n * \dot{m}_{ev} + \dot{m}_{ev} + \dot{m}_g \quad (3-45)$$

Igualando obtenemos:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_{ev} \quad (3-46)$$

Donde el flujo evaporado  $\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} \quad (\text{Kg/s}) \quad (3-47)$

$h_{fg}$  = Calor latente de vaporización  $(\text{KJ/Kg})$

Para determinar el estado de mezcla líquido vapor debe de conocerse la temperatura de condensación del sistema. Los estados están ubicados en los puntos mostrados en la figura 3-15 y figura 3-16, y sus respectivas propiedades pueden hallarse en el diagrama presión – entalpía (anexo A-5) o con el uso de tablas de propiedades del R717.

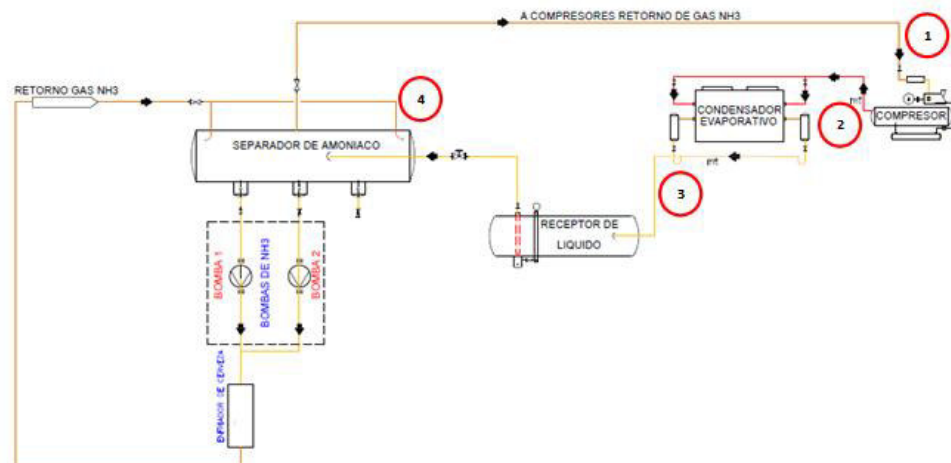
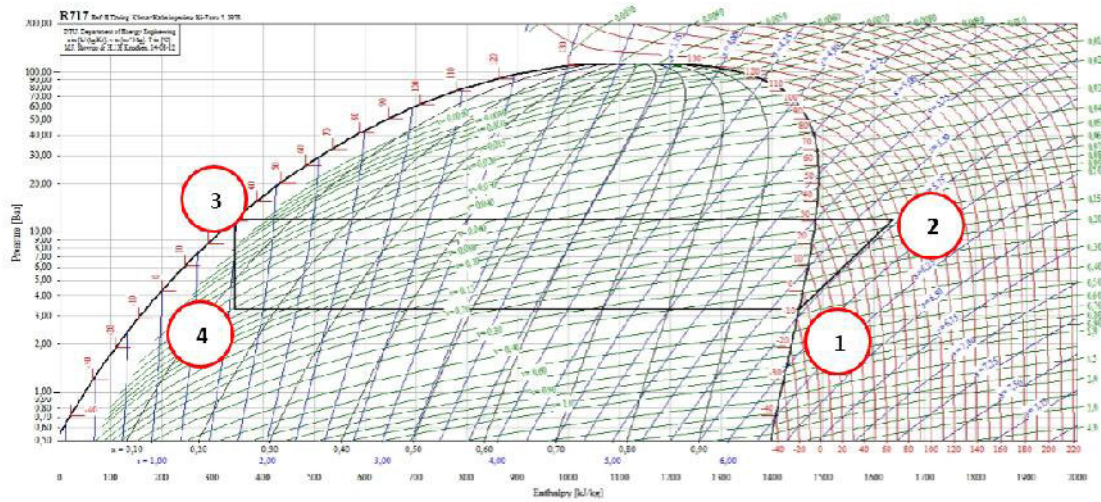


Fig. 3.15 Estados en un sistema de refrigeración por recirculación de líquido



**Fig. 3.16 Diagrama P-h para el amoníaco y ciclo de trabajo**

Para el estado 3 a una presión de condensación de 11 (bar), la entalpía  $h_3 = h_4$  debido a que en la válvula motorizada tipo ICM la expansión se produce isentálpicamente.

$$h_4 = h_f + x(h_g - h_f) \quad (3-48)$$

Donde:

$h_f$  = Entalpía del líquido saturado a la temperatura de evaporación [Kj / Kg].

$h_g$  = Entalpía del vapor saturado a la temperatura de evaporación [Kj / Kg].

$x$  = Calidad de la mezcla líquido – vapor

Teniendo en cuenta que la calidad  $x$  es la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla.

$$x = \frac{m_g}{m_l + m_g} \quad (3-49)$$

El flujo de vapor que pasa a través del tanque se puede encontrar relacionando todos los datos mencionados en las ecuaciones (3-44) y (3-46) planteadas.

**Nota importante:** Como se mencionó anteriormente las dimensiones del tanque separador dependen mucho del espacio disponible en la zona de instalación del tanque separador.

Para dimensionar un tanque con las relaciones longitud a diámetro (L:D) adecuadas y sin sobredimensión tomamos como referencia las dimensiones indicadas en el catálogo del fabricante de tanques recirculadores horizontales E. L. NICKELL CO., INC. Diseñadas según la capacidad del sistema de refrigeración en Ton.  
(anexo A-6 y anexo A-7)

Con las dimensiones indicadas en el catálogo del tanque separador horizontal de baja presión iniciamos el cálculo de la velocidad de separación.

### 3.5. Compresor

El compresor es el corazón del sistema de refrigeración. Extrae el vapor procedente del evaporador, en este caso del tanque separador, e introduce vapor en el lado de alta presión del sistema. Mantiene la presión del lado de baja a la que el refrigerante se evapora y la presión del lado de alta a la que se condensa.

En resumen, suministra las diferencias de presión necesarias para hacer que el refrigerante fluya a través del sistema.

Entre los compresores más aplicados en la industria tenemos al compresor reciprocante o alternativo y el compresor de tornillo, a continuación se explica brevemente las principales características del compresor reciprocante. El compresor de tornillo se explicará con más detalles en el punto 3.5.1 de este capítulo.

#### - Compresores reciprocante o alternativos

Los compresores alternativos realizan la transformación de un movimiento rotativo a un movimiento alternativo, por lo tanto, hay una reacción a los cambios de carrera, pérdida de energía por transformación del movimiento y limitación de la velocidad por la inercia de sus partes.

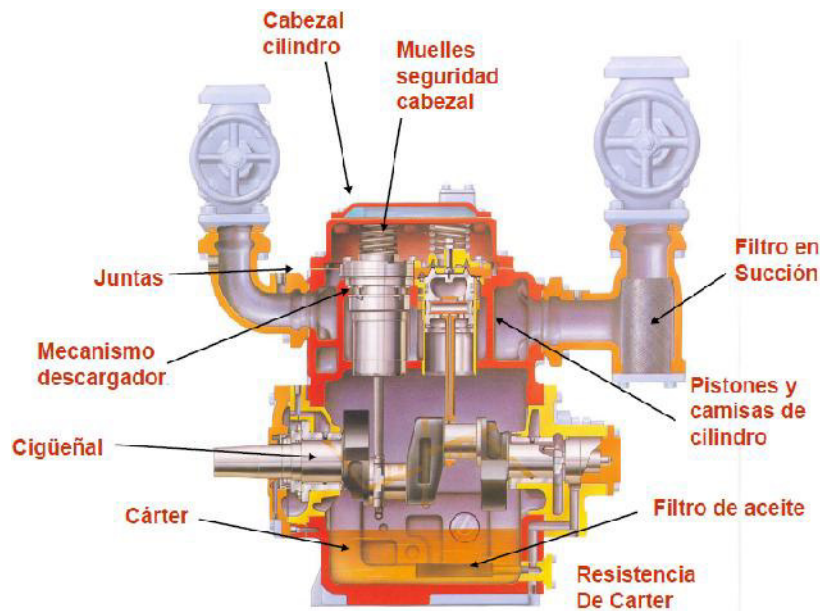
A pesar de tener como desventajas los indicados anteriormente, se han demostrado insustituibles por su precio y flexibilidad. La figura 3-17 muestra una sección transversal de un compresor alternativo típico utilizado en aplicaciones industriales.

Los compresores alternativos realizan la transformación de un movimiento rotativo a un movimiento alternativo, por lo tanto, hay una reacción a los cambios de carrera, pérdida de energía por transformación del movimiento y limitación de la velocidad por la inercia de sus partes.

A pesar de tener como desventajas los indicados anteriormente, se han demostrado insustituibles por su precio y flexibilidad. La figura 3-17 muestra una sección transversal de un compresor alternativo típico utilizado en aplicaciones industriales.

Los compresores alternativos se clasifican por distintas características:

- Según su forma : Horizontal, vertical en V-W
- Según su tipo de construcción : Cáster abierto, cerrado o semihermético
- Según su número de efectos : Simple efecto o doble efecto
- Según el sentido de circulación : Flujo alternativo o continuo.



**Fig. 3.17 Sección transversal de un compresor reciprocante**

### 3.5.1. Compresor de tornillo

Los compresores de tornillo (figura 3-18) se desarrollaron después de las máquinas alternativas y rotatorias. Se emplean en amoníaco como refrigerantes halogenados. Una serie de piezas en espiral dentro de un rotor hembra actúan como cilindros (figura 3-19). La longitud de las piezas del rotor se corresponde con la carrera de un cilindro en una máquina tipo pistón. El vapor entra en estas piezas en espiral desde



un orificio de aspiración que se encuentra en el extremo del conducto de aspiración. Cuando una pieza en aspiración pasa por este orificio, un lóbulo espiral del rotor macho rotatorio entra en el lado de aspiración de la pieza en espiral y lo sella. La rotación hace que el lóbulo de sellado se desplace a lo largo de la espiral hacia el extremo de descarga. Esto actúa como la carrera de compresión de un compresor alternativo.



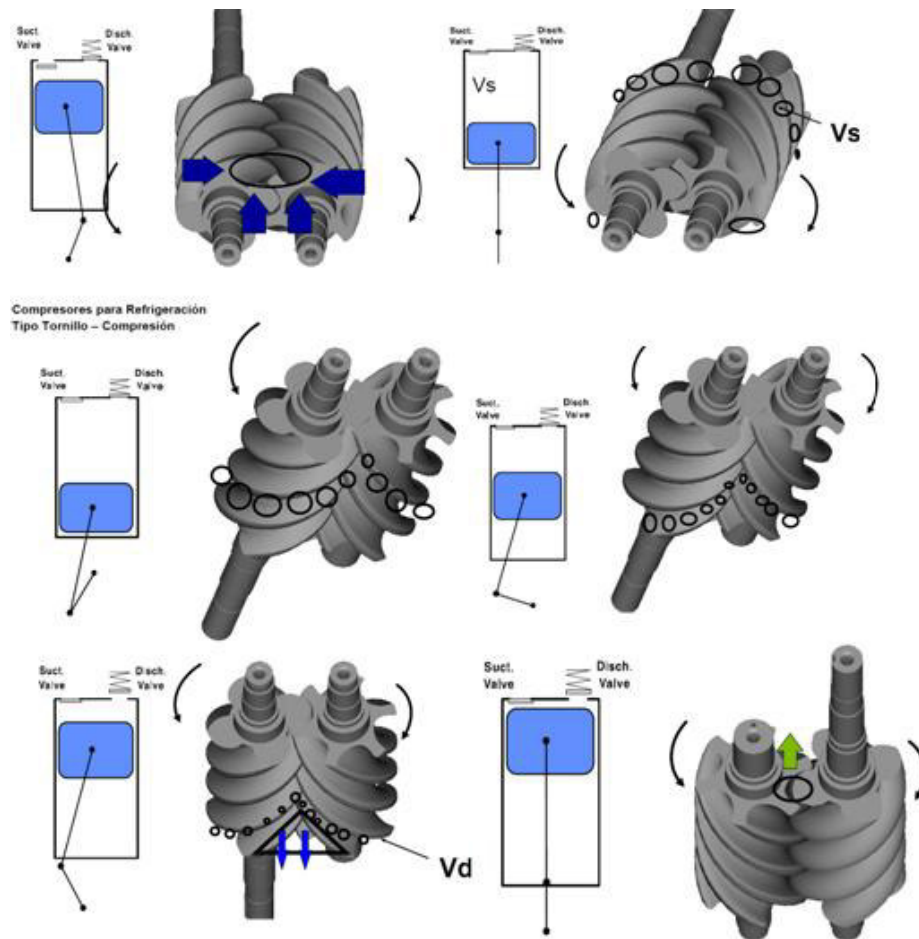
**Fig. 3.18 Compresores tornillo que emplean amoníaco**



**Fig. 3.19 Rotores del compresor tornillo**

De este modo, el vapor fluye dentro de la pieza en espiral, es atrapado y luego comprimido y forzado a salir por un orificio de descarga. No se precisan válvulas, por lo que no se utilizan. El orificio de aspiración está abierto en la mayor parte de la circunferencia de los rotores, para permitir que el vapor fluya hacia las piezas en espiral con un mínimo de restricción. El orificio de descarga tiene el tamaño adecuado y está en la posición apropiada para dejar salir el vapor comprimido cuando su presión sea igual a la presión de descarga de diseño. (Figura 3-20). Al igual que el compresor rotatorio esta máquina debe diseñarse para la relación de compresión a la que vaya ser utilizada.

Las holguras entre los rotores macho y hembra y entre los rotores y carcasa sólo tienen unas pocas milésimas de centímetro. Con esta holgura, no existe desgaste en estos puntos. Sin embargo, estas pequeñas holguras pueden sellarse fácilmente con el aceite lubricante, de modo que el vapor no fluya desde el lado de descarga al de aspiración.



**Fig. 3.20 Una etapa de compresión cuando el refrigerante atraviesa el compresor de tornillo**

El aceite se suministra mediante una bomba de aceite independiente. Los únicos puntos que requieren lubricación son los cojinetes y el obturador del eje. Sin embargo, se inyecta aceite suficiente en los rotores para poder sellar el espacio entre los rotores y la carcasa, y para absorber el calor de la compresión. Con este enfriamiento por aceite, la temperatura de descarga puede mantenerse a no más de 6°C a 11°C por encima de la temperatura de condensación.

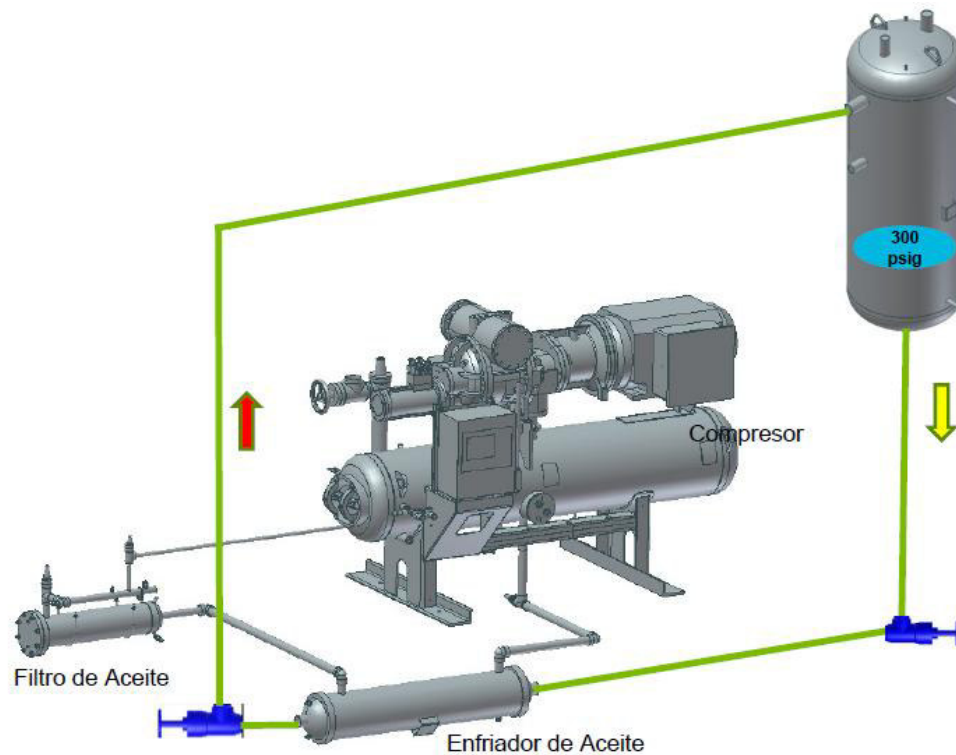
**a) Enfriamiento de aceite tipo termosifón:**

El sistema tipo termosifón se basa en los siguientes principios: utilizar líquido refrigerante a la presión y temperatura de condensación, líquido que es parcialmente vaporizado a la temperatura de condensación en un intercambiador de calor a casco y tubos enfriando el aceite aproximadamente a 8°C.

- Operación:

- El vapor a la presión de condensación es venteado a la entrada del condensador línea que viene de la descarga de los compresores para ser relicuado dentro del condensador para ser nuevamente utilizado a la salida del condensador.
- Este método resulta ser el más económico para enfriar el aceite de lubricación de los compresores tipo tornillo en comparación a los demás sistemas de enfriamiento ya que no consume la energía del compresor quitando capacidad de enfriamiento, no requiere motores, ni bombas de recirculación.
- El vapor de salida evaporado del enfriador de aceite es venteado al tanque termosifón al tener menor densidad que el líquido, este sale mezclado con líquido en gotas dentro del tanque recibidor-termosifón en el cual son separadas por medio de codos direccionales y baffles de aspersión, logrando que el gas en estado de vapor sea sacado por tener mayor presión de evaporación, menor densidad y por efecto de succión que se realiza al ventear este gas en la entrada del condensador. .

(Figura 3-21)



**Fig. 3.21 Enfriador de aceite por efecto termosifón**

- La salida del amoníaco líquido del fondo del tanque recibidor-termosifón que alimenta al enfriador de aceite es debida a la carga de altura nivel del amoníaco en el termosifón hasta el centro del enfriador de aceite y esta deberá ser de 1.8 a 2.4 metros de altura, esto nos da una carga estática más la evaporación del líquido en el enfriador de aceite, provoca que el amoníaco fluya hacia el interior del enfriador de aceite, además de que automáticamente a mayor temperatura de aceite se necesitara mayor evaporación y consecuentemente mayor alimentación de amoníaco líquido de termosifón.
- Se necesita un tanque recibidor termosifón que requiere una línea de alimentación de caída de amoníaco del condensador a este tanque, el condensador deberá de estar a una mayor altura del tanque recibidor-termosifón de por lo menos 2 metros de altura, también se necesita una tubería de retorno del enfriador de aceite (lado amoníaco) hasta la parte superior de termosifón y una tubería de descarga del termosifón hasta la parte superior del tubo de entrada del condensador.

La bajada del amoníaco del termosifón a la entrada del enfriador de aceite deberá de estar lo más cercano posible y a una altura mayor o igual a 1.8 metros.

El nivel del amoníaco líquido dentro del tanque recibidor-termosifón deberá estar en un mínimo de 1.8 a 2.4 metros con respecto al centro del diámetro del enfriador de aceite.

Además el enfriador de aceite deberá ser manufacturado para soportar presiones de prueba de 20 bar tanto del lado de tubos como del lado del casco (lado aceite).

#### **b) Control de la capacidad:**

En la carcasa se añade una válvula deslizante que se puede abrir para permitir que el vapor escape de vuelta hacia el lado de aspiración durante parte del ciclo de compresión. De este modo, la compresión sólo tiene lugar durante parte de la revolución (carrera).

Utilizando una válvula de deslizamiento es posible realizar un cambio gradual de la capacidad desde el 100 al 10 por ciento. Esta válvula de reducción de la capacidad puede construirse para ser accionada manual o automáticamente. En este último caso, la válvula se mueve mediante aceite a presión, de acuerdo con las demandas

del compresor. Algunos compresores de tornillo disponen de un dispositivo limitador basado en válvula deslizante, el cual permite que la máquina cambie efectivamente su relación de compresión y ajuste de capacidad a las demandas de flujo de cerveza a enfriar y/o a las condiciones ambientales. Esto proporciona una operación más eficiente.

**c) Ventajas y desventajas de aplicación del compresor de tornillo:**

El compresor de tornillo presenta muchas ventajas. Se puede accionar de manera directa a alta velocidad y es, por tanto, una perfecta turbina de vapor. Cada una de las piezas en espiral actúa como un cilindro independiente. Estas características hacen posible obtener una gran capacidad con una máquina comparativamente pequeña. Aunque son caros de construir, resultan competitivos en el rango de 100 a 400 tons, algo por encima del tamaño de las máquinas de compresión modernas de tipo pistón.

El coste de fabricación de estas máquinas se ha reducido significativamente en los últimos años, a medida que han ido mejorando los métodos de fabricación automatizados. Todo el movimiento es rotatorio, por la que hay un mínimo de vibración.

La eficiencia volumétrica es alta porque no se producen fugas del vapor a alta presión hacía el conducto de aspiración. Debido a esta característica y el enfriamiento de aceite, es posible utilizar una compresión de una única etapa con altas relaciones de compresión. Así, un compresor de tornillo de una única etapa puede utilizarse en aplicaciones de baja temperatura, mientras que si se emplearan compresores alternativos harían falta dos compresores.

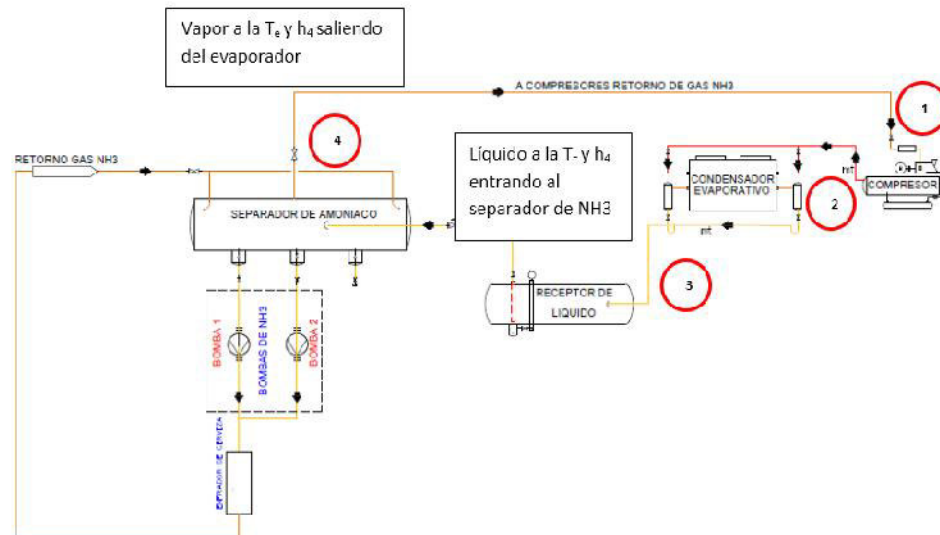
Asimismo, el compresor de tornillo permite que el líquido pase fácilmente a su través, por lo que no se ve dañado por fenómenos como el de la espumación. El control de capacidad es sencillo y eficiente. La principal desventaja de este compresor es el coste de fabricación de las complejas piezas del rotor.



## d) Selección de compresor tipo tornillo

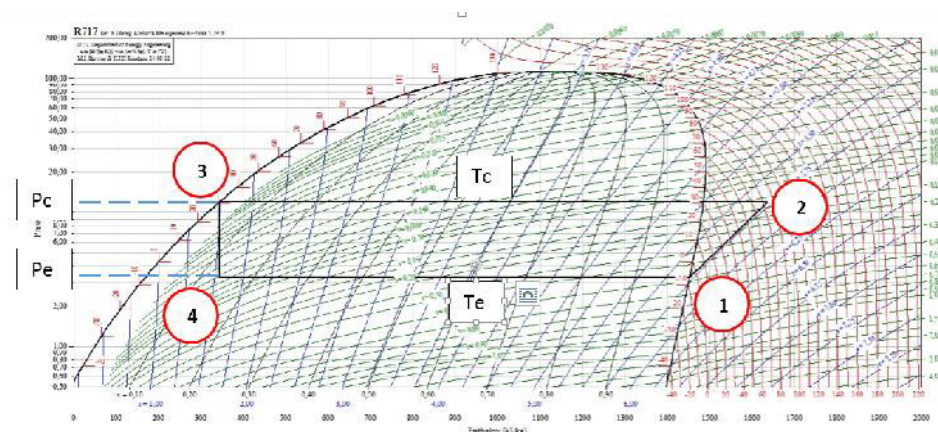
## 1- Tamaño del compresor:

La figura 3-22 representa un sistema de compresión esquemático que funciona en condiciones estándar de ton con un tanque separador a una temperatura  $T_e$  y un condensador evaporativo a una temperatura  $T_c$ . El refrigerante empleado como agente refrigerante es el R-717.



**Fig. 3.22 Esquemático del sistema de refrigeración recirculado, donde se indican las condiciones de entrada y salida del evaporador**

Utilizando tablas de amoníaco (R-717) saturado y sobrecalentado extraemos los siguientes valores tomando como referencia la temperatura de evaporación ( $T_e$ ) y la temperatura de condensación ( $T_c$ ).



**Fig. 3.23 Diagrama P-h para el amoníaco y ciclo de trabajo, donde los puntos a la temperatura y presión de condensación ( $T_c$  y  $P_g$ ) además de los puntos a la temperatura y presión de evaporación ( $T_e$  y  $P_g$ )**

- Entalpía de líquido saturado( $h_f$ ) a la temperatura de condensación (punto 3 de la figura 3-23)
- Entalpía de vapor saturado( $h_g$ ) a la temperatura de evaporación (punto 1 de la figura 3-23)
- El volumen específico del vapor( $v_g$ ) saturado a la temperatura de evaporación (punto 1 de la figura 3-23)
- La presión absoluta a la temperatura de condensación(proceso 2-3 de la figura 3-23)
- La presión absoluta a la temperatura de evaporación(proceso 4-1 de la figura 3-23)

A partir de estos datos, podemos calcular los siguientes valores:

$$RE = h_g - h_f \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (3-50)$$

Donde  $RE$  es el efecto refrigerante que es la cantidad de kilojoules absorbida en el enfriador de cerveza verde por cada kilogramo de refrigerante líquido que circule. También se denomina efecto refrigerador o efecto neto de refrigeración (NRE, net refrigeration effect).

Como hemos indicado en el punto 2.3.9, una Ton de refrigeración equivale a 3.517 KJ/s. Por tanto, si un 1 kilogramo de R-717 nos da un efecto refrigerante ( $RE$ ), para obtener una Ton de refrigeración necesitaremos que circule:

$$w = 3.517 / RE \quad (\text{Kg/s/Ton}) \quad (3-51)$$

De los valores hallados a partir de las tablas del R-717, vemos que el tamaño 1 Kg de vapor a la temperatura de evaporación ( $T_e$ ) es  $V_g$  ( $\text{m}^3/\text{Kg}$ ), luego para obtener 1 ton de refrigeración necesitamos extraer del evaporador:

$$D_t = wV_g \quad (\text{m}^3/\text{s/Ton}) \quad (3-52)$$

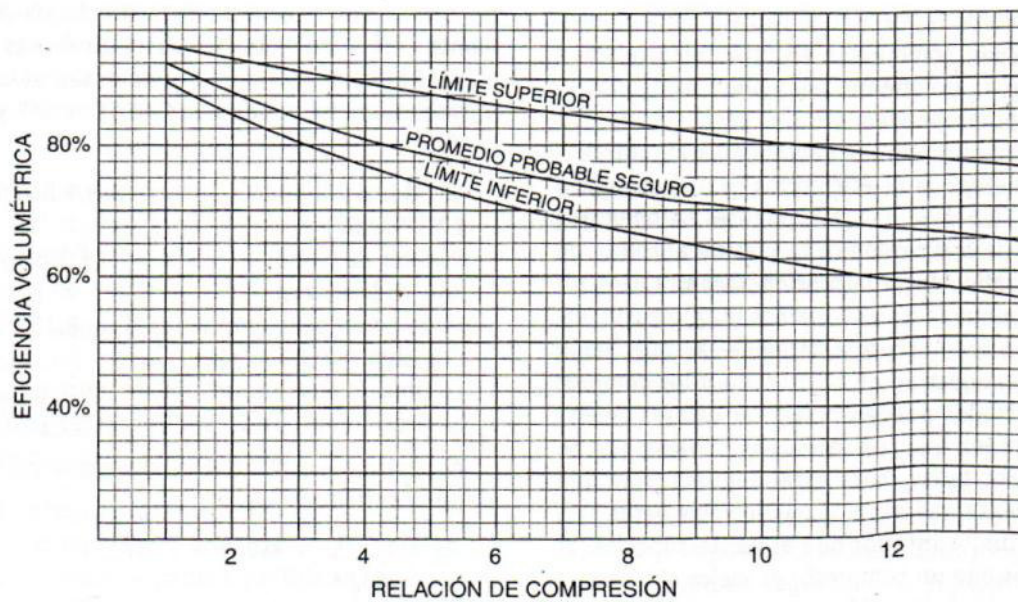
Donde  $D_t$  es el volumen que deberá ser bombeado por el compresor, por lo que para la selección necesitaremos un compresor con un desplazamiento teórico de  $D_t$ . Este valor deberá corregirse para tener en cuenta las pérdidas en el compresor.



El desplazamiento real requerido será:

$$D_a = D_t / E_v \text{ (m}^3\text{/s/Ton)} \quad (3-53)$$

Donde  $E_v$  es el factor de eficiencia volumétrica, este factor es una variable que varía con las distintas presiones de carga, contrapresiones, holguras del compresor. También varía para los distintos refrigerantes, siendo más baja para los refrigerantes más densos como son los halogenuros. La eficiencia será menor en un compresor desgastado, que en otro que esté en buenas condiciones. La figura 3-24 proporciona el rango de eficiencias para el amoníaco.



**Fig. 3.24 Eficiencias volumétricas de los compresores de amoníaco**

Donde la relación de compresión es la presión absoluta de descarga dividida entre la absoluta de aspiración. Algunos fabricantes afirman que sus equipos tienen eficiencias más altas de las que luego realmente demuestra en la práctica y los compresores desgastados pueden presentar valores de eficiencia menores que los valores más bajos que se muestran. Por tanto, para estar seguros, hay que tener en cuenta que el valor medio suele estar más próximo al límite inferior que al límite superior.

## 2- Potencia del compresor:

La potencia necesaria para controlar el compresor también puede calcularse a partir de los datos obtenidos de las tablas o de la gráfica presión-entalpía. Todo el

trabajo realizado por el compresor sobre el vapor refrigerante se transforma en calor. Por tanto, la diferencia de calor entre el vapor que entra y que sale del compresor es una medida de la potencia necesaria para comprimir dicho vapor.

Aquí es donde se emplea la útil relación denominada entropía. Si no hay ninguna ganancia o pérdida de calor entre el compresor y ninguna otra fuente externa, no habrá variaciones de la entropía a través del compresor.

Al decir que “no haya ganancia o pérdida de calor debido a fuentes externas”, queremos decir que el vapor ni se calienta ni se enfría al entrar en contacto con el compresor. Aunque esto no es otra cosa que un ideal teórico, las variaciones con respecto a este ideal suelen ser pequeñas. Por tanto, la potencia real es muy próxima al valor teórico obtenido.<sup>17/</sup>

Para el caso nuestro con un tanque separador a una temperatura  $T_e$  y un condensador a una temperatura  $T_c$ , debemos obtener la siguiente información de las tablas:

**Entrada al compresor:**

- Calor del vapor( $h_g$ ) a la temperatura de evaporación (punto 1 de la fig. 3-23)
- Entropía del vapor( $S_g$ ) a la temperatura de evaporación (punto 1 de la fig. 3-23)

**Salida del compresor:**

- Entropía del vapor a la salida del compresor = Entropía de entrada al compresor
- Presión absoluta de condensación ( $T_c$ ).

Para determinar las restantes condiciones de la salida del compresor, consultamos las tablas de sobrecalentamiento correspondiente al R-717, debemos obtener la siguiente información de las tablas de sobrecalentamiento:

<sup>17/</sup>CHRIS LANGLEY; “Refrigeración: Principios, prácticas y funcionamiento”; 241, 2009.

- Entalpía del vapor sobrecalentado ( $H_s$ ) en el punto 2 de la figura 3-23.
- Temperatura de descarga( $T_d$ ) del compresor (punto 2 de la fig. 3-23)

Si el calor del vapor que sale del compresor es  $H_s$  y el que entra es  $h_g$ , entonces la diferencia

$$H_s - h_g = \dot{Q}_{C_{TON}} \text{ (KJ/Kg)} \quad (3-54)$$

Es decir, por cada kilogramo de refrigerante R-717 que circula, hay que utilizar una energía mecánica suficiente para crear  $\dot{Q}_{C_{TON}}$  (KJ) de calor. Por tanto:

$$P_t = w \dot{Q}_{C_{TON}} \text{ (Kw/ton)} \quad (3-55)$$

Donde  $P_t$  es la potencia teórica del compresor por cada tonelada de refrigeración, este valor de potencia es sólo la necesaria para comprimir el vapor; tendremos que añadir la suficiente potencia adicional como para compensar las pérdidas mecánicas en el compresor. La relación entre la potencia teórica y la potencia real es la *eficiencia mecánica*.

Esta eficiencia también varía según el diseño del compresor, la velocidad, el tamaño y otros factores. Un valor aproximado del 85 por ciento es una buena estimación para los equipos de gran tamaño, mientras que para los equipos pequeños con potencias inferiores a 1 Kw, es adecuado emplear un valor del 75 por ciento. Cuando se utilicen estos datos para seleccionar un motor para un compresor pequeño, el tamaño del motor se suele hacer un 50 por ciento superior a la potencia teórica. Esto proporciona un cierto margen de seguridad.<sup>8/</sup>

Entonces la potencia real del compresor se representa:

$$P_r = P_t / E_m \text{ (Kw)} \quad (3-56)$$

$$P_r = w(H_s - h_g) / E_m \text{ (Kw)} \quad (3-57)$$

Donde

$E_m$  = Eficiencia mecánica del compresor.

$P_t$  = Potencia teórica.

$P_r$  = Potencia real.

<sup>8/</sup>CHRIS LANGLEY; “Refrigeración: Principios, prácticas y funcionamiento”; 241, 2009.

### 3- Aplicación del diagrama presión – entalpía

Un diagrama de presión-entalpía, denominado diagrama de Mollier, proporciona la misma información que las tablas. (Ver anexo A-5). Las propiedades del vapor saturado pueden leerse de forma más precisa en las tablas, pero las condiciones de sobrecalentamiento a la salida del compresor pueden determinarse más sencillamente a partir del diagrama.

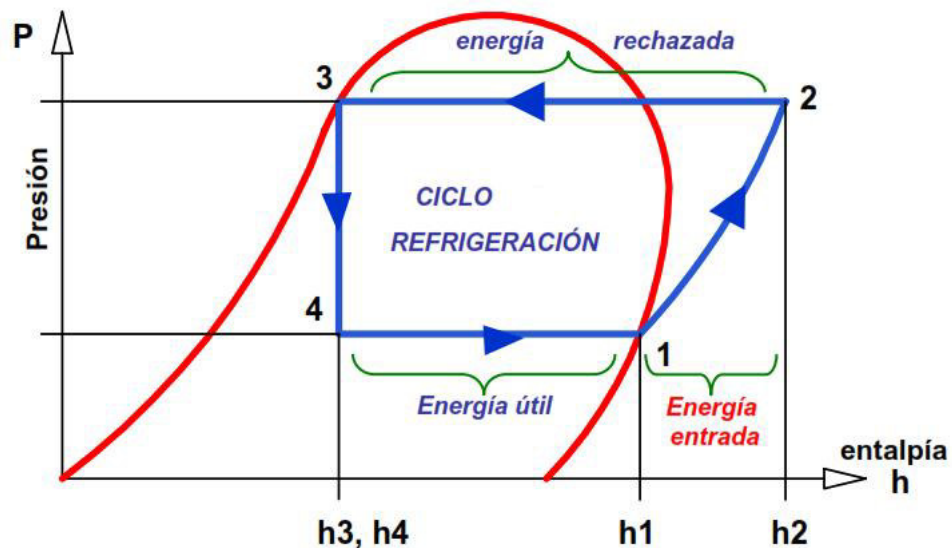


Fig. 3.25 Ciclo de refrigeración en diagrama presión - entalpía

El punto 3 en la figura 3-25 representa un líquido saturado a la presión de condensación entrando en la válvula de expansión. Tiene una presión  $P_3$  y un calor  $h_3$ , siempre tomar el valor más próximo que puede leerse a partir de la escala reflejada en el diagrama. Al pasar por la válvula de expansión, la presión disminuye, pero no se produce ninguna variación en el calor total. Esto se denomina *proceso adiabático*, y se corresponde con la línea 3-4. La línea 4-1 está dibujada a presión constante, se corresponde con una presión  $P_4$ . El punto 4 representa la condición del refrigerante cuando abandona la válvula de expansión y entra en el evaporador. Su calor  $h_4$  sigue siendo igual a  $h_3$  pero su calidad es mayor que 0. La línea 4-1 representa el cambio en el evaporador. El refrigerante se evapora a presión y temperatura constante, incrementándose su contenido de calor a medida que se evapora. En el punto 1 sale del evaporador para entrar en el compresor con un contenido calorífico de  $h_1$ . La diferencia  $h_1 - h_4$  es la energía útil o efecto refrigerante.

La longitud de la línea 4-1 representa este efecto de refrigeración. La línea 1-2 representa el paso del vapor a través del compresor. Esta línea se eleva desde el punto 1 a  $P_1$  hasta el punto 2 a una presión  $P_2$ . El trazo sigue las líneas de entropía hasta la presión de condensación. En el punto 2, podemos leer directamente el calor  $h_2$  y la temperatura  $T_2$ . La diferencia,  $h_2 - h_1$  es el calor de compresión del compresor o energía de entrada, así que será la energía en unidades de calor necesaria para comprimir el vapor.

La línea 2 – 3 representa las condiciones en el condensador. Dese D hasta E, se elimina el sobrecondensado de nuevo en líquido. El calor total extraído del condensador o energía rechazada será  $h_2 - h_3$ .

Como adelanto a lo que detallaremos en el punto 3.6 del capítulo 3, este calor eliminado en el condensador es igual al calor absorbido en el evaporador más el calor de compresión. Observe también que el calor de compresión, que es una medida de la potencia necesaria, es pequeño comparado con el calor absorbido en el evaporador.

#### 4- Cálculo del coeficiente de performance(COP):

La relación entre la refrigeración producida y la potencia requerida se denomina COP (Coeficiente de performance o rendimiento), generalmente este valor es mayor que 1, es decir el 100 por cien, por lo cual no puede considerarse una eficiencia.

$$\text{COP} = \text{Energía útil} / \text{Energía de entrada} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-58)$$

También se puede definir como:

$$\text{COP} = \text{Efecto útil del refrigerante} / \text{Energía neta suministrada}$$

$$\text{COP} = \text{Capacidad} / \text{Consumo}$$

#### 5- Dimensionamiento de los compresores:

Una vez utilizados los datos disponibles para calcular el desplazamiento necesario por tonelada de refrigeración, y una vez conocido el número de toneladas de

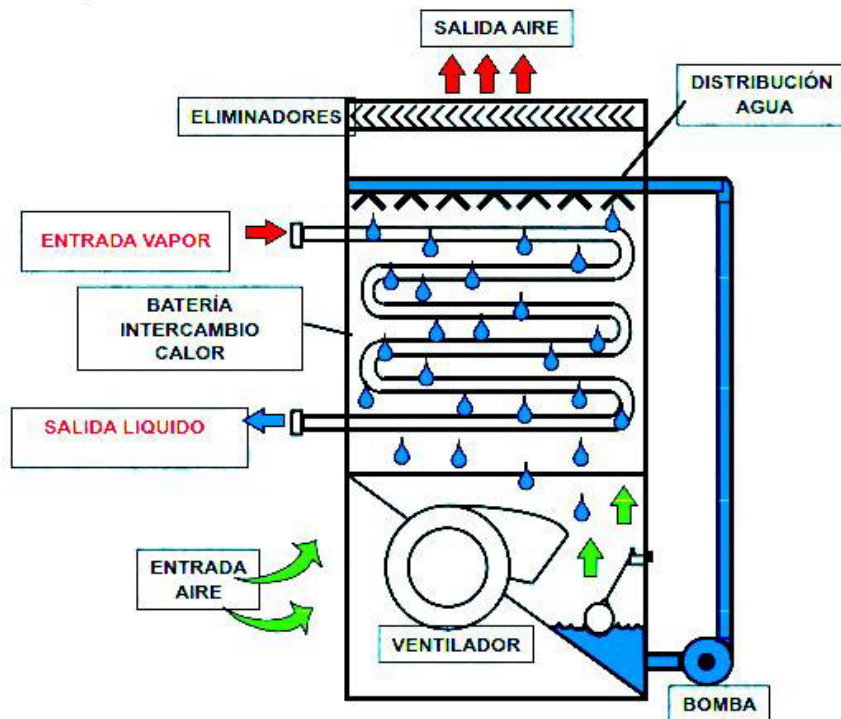
refrigeración que hacen falta, podemos elegir una máquina con el desplazamiento requerido

Para el dimensionamiento hay que tener en cuenta que la potencia al freno (BHP) del motor del compresor que seleccionamos debe ser mayor que la potencia real calculada, lo fabricantes de motores eléctricos recomiendan adicionar un 20% a la potencia real del compresor. La potencia al freno es la abreviatura de la expresión inglesa brake horse power, es decir potencia al freno, o sea la potencia efectiva que puede desarrollar un motor y que puede obtenerse por medio de un freno dinamométrico. Es una indicación bastante convencional y genérica, ya que no hace referencia a ninguna norma o modalidad de medida. La obtención de la potencia efectiva de un motor representa uno de los problemas más controvertidos entre los constructores, para el cual aún no se ha encontrado una solución unificada. Es preciso observar, además, que el B.H.P. adopta como unidad de medida el caballo de vapor inglés (símbolo HP), ligeramente mayor que el CV: 1 HP=76 kgm/s, mientras que 1 CV = 75 kgm/s.

### **3.6. Condensador Evaporativo**

Un condensador evaporativo es un dispositivo que tiene el mismo fin que una torre de enfriamiento, es decir, el ahorro del agua. Un condensador evaporativo realiza simultáneamente las funciones de un condensador y de una torre de enfriamiento. La figura 3-26 muestra los elementos de un condensador evaporativo.

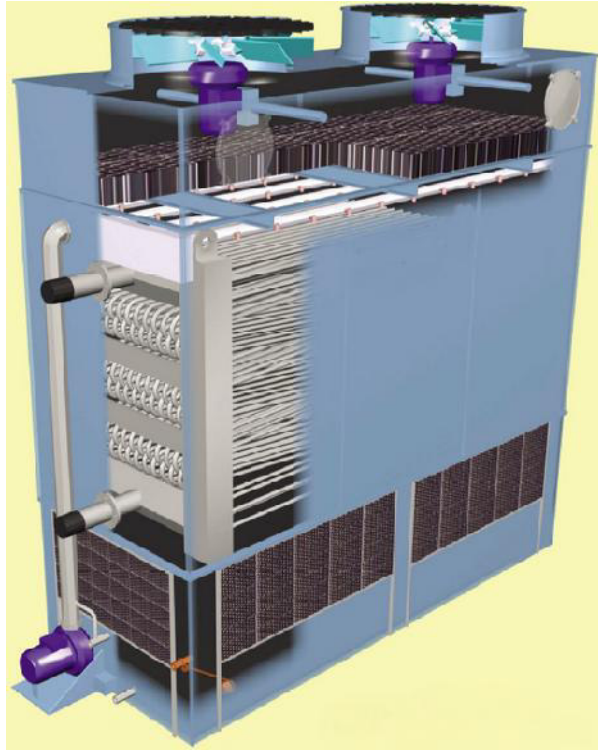
El vapor caliente de un compresor se condensa dentro de la batería de tubos sobre los cuales se pulveriza el agua. El calor del refrigerante sale fuera llevado por el aire que circula hacia arriba a través de la lluvia de agua y de los tubos del condensador. Todos estos elementos aparecen en la vista seccionada de un condensador evaporativo real (figura 3-27). Además, se colocan unas láminas entre la lluvia de agua y el ventilador para evitar que la corriente de aire arrastre las gotas de agua fuera del condensador.



**Fig. 3.26 Condensador evaporativo en un sistema de refrigeración**

Como se dijo anteriormente el condensador evaporativo combina el condensador y la torre de refrigeración en un mismo equipo. El agua proporciona el enfriamiento evaporativo, humedece la superficie para proporcionar una buena transferencia de calor y ayuda a incrementar la superficie de las gotas de agua pulverizadas. La figura 3-26 muestra un condensador evaporativo típico. La bomba auto contenida toma el agua del colector situado en la parte inferior y está se pulveriza en la parte superior. El agua se rocía sobre el conjunto de serpentines y vuelve a gotear en el sumidero. Los ventiladores extraen el aire que entra por las aberturas situadas en la parte inferior y lo expulsa por la parte superior.

Las placas eliminadoras impiden que el agua sea arrastrada hacia afuera. Los serpentines del condensador deben dividir bien el flujo de líquido para que se incremente al máximo la separación del líquido y vapor. Este tipo de condensador puede situarse en el exterior, o en el interior de un edificio con los conductos de aire saliendo al exterior, lo que sea más conveniente.



**Fig. 3.27 Elementos internos condensador evaporativo**

a) Selección del condensador evaporativo:

En un sistema de refrigeración, la función de un condensador evaporativo es rechazar el calor al ambiente. El calor rechazado es la suma de la entrada de calor en el evaporador y la entrada de energía en el compresor. Para un conjunto dado a ciertas condiciones de funcionamiento, la entrada de energía a través del proceso de compresión puede variar. Por lo tanto, con el fin de determinar con precisión el condensador evaporativo apropiado para un requerimiento específico, es necesario establecer la entrada de energía al compresor, así como el calor absorbido en el evaporador.

b) Procedimiento de selección del condensador evaporativo:

El rechazo de calor base de la PC2 condensador evaporativo se muestra en la Tabla A-9 del Anexo y en la tabla 3-7 se presentan factores de capacidad que deben regir para la eliminación de calor del sistema para diversas temperaturas de condensación para el refrigerante R-717, que tienen como valores de entrada el bulbo húmedo.



Condensing Pressure (psig)	Condensing Temp (°F)	Entering Wet-Bulb Temperature (°F)																
		50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82
151.3	85	0.71	0.74	0.78	0.82	0.86	0.92	0.98	1.05	1.14	1.25	1.39	1.57	1.82	2.18	2.74	—	—
154.1	86	0.69	0.72	0.75	0.79	0.83	0.88	0.93	1.00	1.07	1.18	1.29	1.45	1.66	1.96	2.40	3.13	—
156.9	87	0.67	0.70	0.73	0.76	0.79	0.84	0.89	0.95	1.02	1.11	1.21	1.35	1.53	1.76	2.12	2.67	—
159.8	88	0.65	0.67	0.70	0.73	0.76	0.81	0.85	0.90	0.97	1.04	1.14	1.26	1.41	1.62	1.90	2.32	3.04
162.6	89	0.63	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.82	0.87	0.93	0.99	1.07	1.18	1.31	1.49	1.72	2.06	2.60
165.5	90	0.61	0.63	0.65	0.68	0.71	0.74	0.79	0.83	0.88	0.94	1.01	1.11	1.23	1.38	1.57	1.85	2.26
168.5	91	0.59	0.61	0.63	0.66	0.68	0.72	0.75	0.79	0.84	0.90	0.96	1.04	1.15	1.27	1.44	1.67	2.00
171.5	92	0.57	0.60	0.61	0.64	0.66	0.69	0.73	0.76	0.81	0.86	0.92	0.99	1.08	1.19	1.34	1.53	1.79
174.5	93	0.56	0.57	0.60	0.62	0.64	0.67	0.70	0.74	0.77	0.82	0.88	0.94	1.01	1.12	1.24	1.40	1.63
177.6	94	0.54	0.56	0.58	0.60	0.62	0.65	0.68	0.71	0.74	0.79	0.83	0.89	0.96	1.05	1.16	1.30	1.49
180.7	95	0.53	0.54	0.56	0.58	0.60	0.63	0.65	0.68	0.71	0.75	0.79	0.85	0.91	0.99	1.09	1.21	1.37
185.0	96.3	0.51	0.52	0.54	0.56	0.57	0.60	0.62	0.65	0.68	0.71	0.75	0.80	0.85	0.92	1.00	1.11	1.24
187.0	97	0.50	0.51	0.53	0.54	0.57	0.58	0.61	0.63	0.66	0.69	0.73	0.77	0.83	0.89	0.96	1.06	1.18
190.2	98	0.49	0.50	0.51	0.53	0.54	0.57	0.59	0.61	0.64	0.67	0.71	0.74	0.79	0.85	0.91	0.99	1.10
193.4	99	0.48	0.49	0.50	0.51	0.53	0.55	0.57	0.59	0.62	0.64	0.68	0.71	0.76	0.81	0.87	0.94	1.03
196.7	100	0.46	0.48	0.49	0.50	0.51	0.53	0.55	0.57	0.60	0.62	0.65	0.68	0.72	0.77	0.82	0.89	0.97
231.7	105	0.41	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46	0.48	0.49	0.51	0.52	0.54	0.57	0.60	0.63	0.65	0.70	0.74
231.8	110	0.37	0.38	0.38	0.39	0.40	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.57	0.60

**Tabla. 3-7 Tabla de factores de capacidad de rechazo de calor**

Antes de iniciar la selección requerimos conocer la siguiente información:

- Tipo de refrigerante, en este caso el sistema trabaja con R-717(amoniaco).
- Carga de refrigeración en tonelada de refrigeración.
- Carga impuesta por el trabajo del compresor.
- Temperatura de condensación.
- Temperatura de bulbo húmedo.

En un sistema de refrigeración, la función de un condensador evaporativo es rechazar el calor al ambiente. El calor rechazado es la suma de la entrada de calor en el evaporador y la entrada de energía en el compresor. Para un conjunto dado a ciertas condiciones de funcionamiento, la entrada de energía a través del proceso de compresión puede variar. Por lo tanto, con el fin de determinar con precisión el condensador evaporativo apropiado para un requerimiento específico, es necesario establecer la entrada de energía al compresor, así como el calor absorbido en el evaporador.

A continuación se explica los pasos para seleccionar el condensador evaporativo:

Determinamos el calor total rechazado:

- 1- De la ecuación 3-4 obtenemos la carga de refrigeración  $\dot{Q}$  (KW), para la selección se recomienda convertir a BTU/H.

Considerar que 1 TR = 12,000 BTU/H

- 2- De la ecuación 3-57 obtenemos la carga impuesta por el trabajo del compresor  $P_r$ , para la selección se recomienda convertir a BTU/H.

Considerar que  $1 \text{ BHP} = 2,545 \text{ BTU/H}$

- 3- La suma del calor hallado en el punto 1 y en el punto 2 nos da el calor total rechazado por hora. El valor que sale de esta suma la convertimos a unidades MBH, donde  $1 \text{ BTU/H}$  equivale a  $0,001 \text{ MBH}$ .
- 4- Luego utilizamos la tabla 3-7, para encontrar el factor de capacidad de eliminación de calor cuando se utiliza como refrigerante amoníaco(R-717), para ingresar a esta tabla se utiliza la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo.
- Es importante recordar que la temperatura de bulbo seco (BS) del aire es la temperatura medida por un termómetro ordinario de BS. La temperatura del bulbo húmedo (BH) del aire, es la temperatura medida en un termómetro de bulbo húmedo. Un termómetro de BH es un termómetro ordinario cuyo bulbo está envuelto con un pabito humedecido. Se emplea para medir la temperatura húmeda del aire. Al proporcionarle una corriente de aire, el agua se evapora más o menos rápidamente dependiendo de la humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta, debido al calor latente de evaporación del agua.
  - La humedad relativa (HR) expresada en porcentaje, es la relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire.

Para obtener el valor de la temperatura de BH utilizamos la tabla A-11 del anexo, se requiere tener como valores de ingreso la temperatura de BS y la HR de la locación donde será instalado el sistema de refrigeración.

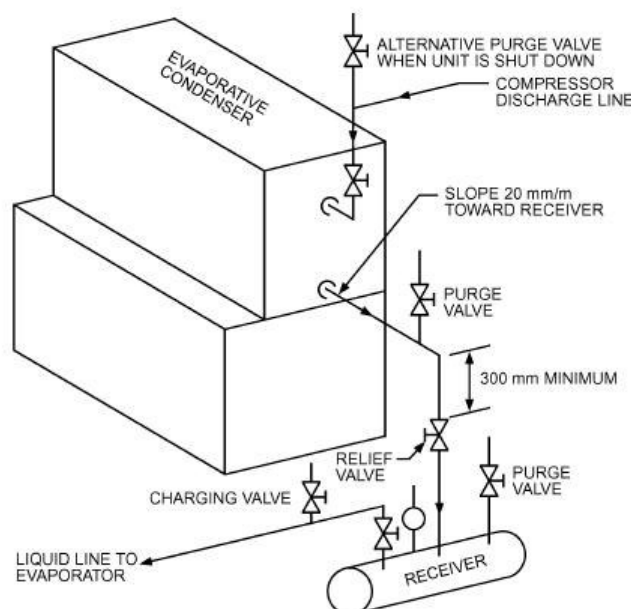
- 5- Multiplicamos el valor calculado en el punto 3 con el factor de la tabla 3-7 encontrado en el punto 4, con el nuevo valor hallado ingresamos a una tabla de selección de condensadores evaporativo. Ver tabla A-9 del anexo.

### 3.7. Tanque recibidor de líquido

El recibidor de líquido es una cámara o tanque de almacenamiento para albergar refrigerante después de que se haya condensado pero antes de que se le necesite para la evaporación. Se emplea para almacenar el refrigerante, con el fin de realizar operaciones de mantenimiento. El receptor debe ser lo suficientemente grande como para albergar toda la carga de refrigerante del sistema más aproximadamente un 20 por ciento.

La figura 3-28 muestra la configuración típica de un tanque recibidor para aplicaciones industriales. Los tanques recibidores industriales tienen una mirilla para indicar el nivel de refrigerante. Un recibidor industrial que utiliza amoníaco como refrigerante debe disponer de una válvula de drenaje en el fondo, que puede utilizarse para drenar el aceite, el agua y los sedimentos. El recibidor puede estar directamente debajo de los condensadores si resulta conveniente, o puede estar localizado a una distancia considerable.

La mayoría de los sistemas industriales tienen un conducto de ventilación o un conducto de ecualización que va desde la parte superior del receptor hasta la parte superior del condensador, con el fin de equilibrar la presión. Esto permite un flujo sin obstrucciones de refrigerante desde el condensador hasta el receptor. Actúa de forma similar a cuando se hace un segundo agujero en una lata de leche condensada.



**Fig. 3.28 Configuración típica de un tanque recibidor para aplicaciones industriales.**

### 3.7.1. Selección del tanque receptor de líquido

Para la selección del tanque receptor utilizamos la tabla del A-10 del anexo, se utiliza la referencia para aplicaciones de conservación con bombeo de líquido.

La selección con esta tabla es rápida, solo se requiere el desplazamiento del compresor en  $\text{m}^3/\text{h}$ . Luego se relaciona este desplazamiento con los valores de capacidad de tanque (L) / desplazamiento ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) que nos detalla la tabla de acuerdo a la aplicación que requerimos.

### 3.8. Tuberías y accesorios para refrigerante

Se consideran generalmente como componentes principales del sistema de compresión de vapor el compresor, el condensador, la válvula de expansión, el evaporador, y el refrigerante. Sin embargo de igual importancia son la tubería y, frecuentemente, también los accesorios. La tubería conduce el refrigerante desde un componente del sistema al siguiente. El término accesorios se aplicará aquí a los dispositivos que son esenciales para el buen funcionamiento o mejoran el rendimiento del sistema de refrigeración.

En este punto del capítulo 3 se examinan primeramente la formulas fundamentales de la caída de presión debida al rozamiento, y, a continuación, se dan las tablas para la elección del diámetro de la tubería del refrigerante.

#### 3.8.1. Calculo de caída de presión en tuberías

El fluido, al circular por una tubería, puede hacerlo en dos regímenes diferentes: laminar y turbulento. Las distribuciones de velocidades de estos dos tipos de flujo se ilustran en las la figura 3-29a y 3-29b.

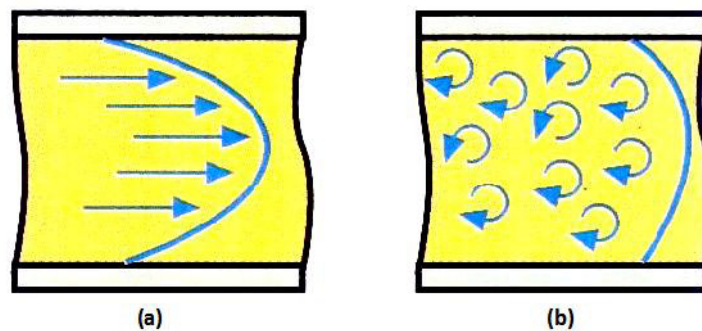


Fig. 3.29 (a) Flujo laminar.

(b) Flujo turbulento

En el caso de flujo laminar las partículas de fluido se mueven paralelamente una a la otra, mientras que en el flujo turbulento el movimiento no es paralelo. El factor que decide si el flujo es laminar o turbulento es el número de Reynolds. El número de Reynolds es una magnitud adimensional de los siguientes términos:

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (3-59)$$

Donde:

V= velocidad media, m/seg

D= diámetro interior de la tubería, m

$\rho$  = densidad del refrigerante, Kg/m<sup>3</sup>

$\mu$ = viscosidad, Kg/(m) (seg)

Si en una tubería el número de Reynolds es menor que 2000 el flujo es laminar. Cuando el número de Reynolds aumenta hasta aproximadamente 2000 el flujo pasa por una región de transición, y a números de Reynolds mayores, el flujo se hace turbulento.

La caída de presión de un fluido que se mueve en régimen laminar a través de una tubería puede determinarse analíticamente por la ecuación propuesta por Poiseuille:

$$\Delta p = \frac{32\mu LV}{g_c D^2} \text{ (Kg/m}^2\text{)} \quad (3-60)$$

Para obtener el valor en bar: 1 Kg/m<sup>2</sup> = 9.80665 x 10<sup>-5</sup> Bar

Donde:

p= caída de presión, Kg/m<sup>2</sup>

L= Longitud, m

$g_c$ = aceleración de la gravedad

= 9.8 m/seg<sup>2</sup>

El flujo laminar se presenta raras veces en la práctica de la refrigeración; por tanto, en lo que sigue nos referiremos exclusivamente al flujo turbulento.

**a) Ecuación de Darcy - Weisbach**

La caída de presión causada por la fricción del fluido en los flujos plenamente desarrollados de todos los líquidos (newtonianos) es descrita por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{\rho V^2}{2} \right) \text{ (Pa)} \quad (3-61)$$

Donde:

$p$ = caída de presión, Pa

$f$ = factor de fricción, adimensional (del diagrama de Moody, Anexo A-12)

$L$ = Longitud de la tubería, m

$D$ = Diámetro interno de la tubería, m

Considerar diámetros comerciales, Anexo A-13-1 y A-13-2

$\rho$  = densidad del fluido a la temperatura media, Kg/m<sup>3</sup>

$V$ = Velocidad media, m/s

El término  $f$  de la ecuación 3-61, es una función del número de Reynolds y de la rugosidad de la tubería. Un gráfico de los valores de  $f$  fue desarrollado por Moody y se representa en la gráfica A-12 del anexo.

Para obtener el factor de fricción del diagrama de Moody es necesario conocer la rugosidad relativa del material de la tubería a emplear. La tabla 3-8 nos muestra las rugosidades efectivas (  $\epsilon$  ) de las superficies de diferentes materiales de tuberías.

Material	$\epsilon$ , $\mu\text{m}$
Commercially smooth brass, lead, copper, or plastic pipe	1.52
Steel and wrought iron	46
Galvanized iron or steel	152
Cast iron	259

**Tabla. 3-8 Rugosidad efectiva de las superficies de conductos-(Fuente: 2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals SI)**

### 3.8.2. Cálculo de caída de presión en las conexiones

Las conexiones tales como válvulas, codos y uniones en T aumentan la caída de presión del fluido que circula por ellas. Generalmente, la resistencia de la conexión se expresa por la longitud de tubería que tiene la misma resistencia. Esta longitud se llama longitud equivalente de tubería. La tabla 3-9 da las longitudes equivalentes para algunas conexiones típicas de diversos tamaños de tuberías. Las longitudes equivalentes de las conexiones se añaden a la longitud de la tubería recta, y esta longitud total se sustituye en la ecuación 3-61.

Tubería de acero, diámetro nominal	Pulg.	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2
	Mm	9.5	12.7	19.0	25.4	31.7	38.1	50.8	63.5
Válvula de codo(abierta)		4.3	5.2	7.0	8.5	12.2	13.7	18.0	21.0
Válvula esférica(abierta)		1.8	2.1	3.0	3.9	5.2	5.8	7.3	9.1
Codo standard,90°		0.3	0.6	0.6	0.9	1.2	1.2	1.5	2.1
T standard (flujo por un ramal)		0.9	0.9	1.2	1.5	2.4	2.4	3.0	3.6
Tubería de acero, diámetro nominal	Pulg.	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12
	mm	9.5	12.7	19.0	25.4	31.7	38.1	50.8	63.5
Válvula de codo(abierta)		25.3	30.2	34.5	43.0	51.8	68.6	86.3	103.7
Válvula esférica(abierta)		11.0	12.8	14.6	18.6	22.3	29.6	36.6	44.2
Codo standard,90°		2.4	3.0	3.6	4.3	4.9	6.1	7.9	9.4
T standard (flujo por un ramal)		4.6	5.5	6.1	7.6	9.2	9.1	15.5	18.3

**Tabla. 3-9 Longitudes equivalentes de tubería en metros para válvulas y conexiones-(Fuente: Tech. Paper, 410, Crane Company, 1957)**

### 3.8.3. Efectos de la caída de presión

Ya hemos indicado anteriormente que el lado de alta del sistema tiene la misma presión desde el compresor hasta la válvula de expansión, mientras que el lado de baja temperatura tiene la misma presión desde la válvula de expansión hasta el compresor. Sin embargo, esto sólo es verdad de forma aproximada. Existe una ligera caída de presión en todos los conductos en cuyo interior existe un flujo de fluido. Esta caída de presión puede ser de sólo de una fracción de un bar o puede ser de varios bares. Cuanto mayor sea la velocidad a través de los conductos, mayor será también la caída de presión. Es precisamente esa caída la que fuerza al fluido a fluir a través de los conductos. Los conductos de cualquier sistema de refrigeración

deben tener el tamaño suficiente como para que estas caídas no interfieran en la eficiencia del sistema.

Los tamaños de los conductos suelen elegirse utilizando directamente la velocidad como base. La tabla 3-10 enumera los rangos de velocidades que podemos encontrar en los sistemas en funcionamiento. Sin embargo podemos recordar que la caída real de presión tiene más importancia que la velocidad. Por otro, allí donde haya aceite circulando con el refrigerante, las velocidades del vapor deben conservarse altas como para que ese aceite pueda ser transportado junto con el vapor.

Refrigerante	Aspiración(m/s)	Descarga(m/s)	Líquido(m/s)
R-717	15 a 25	20 a 30	0.5 a 2
Halogenuros	4 a 9	9 a 11.25	0.4 a 1.5

**Tabla. 3-10 Velocidades permitidas del refrigerante en metros por segundo-(Fuente: Chris Langley, 272, Refrigeración: Principios, prácticas y funcionamiento, 2009)**

Una caída de presión en el conducto de aspiración reduce la capacidad del compresor. Cualquier reducción de la presión en el conducto de aspiración incrementa el volumen del vapor sin aportar ventajas de obtener un evaporador más frío.

Los conductos infradimensionados que provoquen una gran caída de presión reducirán la eficiencia del sistema y consumirán más energía. La tabla 3-11 enumera las máximas caídas de presión recomendadas. Ciertamente, no resulta perjudicial tener caídas de presión incluso menores que éstas siempre y cuando las velocidades no descendan demasiado. Para el retorno del aceite, debe haber una velocidad mínima de 3.75 m/seg en los tramos horizontales y de 7.5 m/seg en los tramos verticales.

Entre el compresor y el condensador evaporativo, cualquier caída de presión provoca un aumento en la presión de carga del compresor. La temperatura de condensación está fijada por la temperatura del medio utilizado para enfriamiento, ya sea aire y/o agua. Si la presión debe descender para alcanzar este punto, el compresor tendrá que incrementar la presión de carga en esa misma cantidad, esto hace que se reduzca la capacidad y se incremente la potencia. La temperatura de carga también se incrementara en gran medida. De nuevo, los tamaños pequeños de



conducto, que provocan una gran caída de presión en este punto, hacen que se consuma más energía.

Una caída de presión en el conducto de líquido tendrá muy poco efecto sobre las condiciones de operación para cargas ligeras, pero puede provocar grandes problemas con cargas grandes. Hay dos razones para esto. La principal es la formación de gas instantáneo en el conducto de líquido. Si la presión del líquido se reduce por debajo de su presión de condensación, su temperatura deberá descender para ajustarse a la nueva presión. Parte del líquido se evaporará (generando gas instantáneo) para conseguir esta reducción de la temperatura, de la misma forma que la presión se reduce en una válvula de expansión. Esto provoca un cierto efecto de enfriamiento o refrigeración en el conducto de líquido, donde ese efecto se desperdicia. El vapor formado tiene que pasar a través de la válvula de expansión, ocupando el espacio que podría ocupar el líquido. Esto reduce la capacidad de la válvula de expansión, especialmente porque el vapor refrigerante es menos denso que el líquido y ocupa más espacio. Asimismo, este vapor caliente a alta presión que se introduce en el evaporador puede dar lugar a una operación errática del mismo, ya que las burbujas de gas empujan líquido situado delante suyo al tratar de salir del evaporador.

El segundo efecto de una reducción en la presión del conducto es una reducción en la presión del conducto es una reducción en la capacidad de la válvula de expansión. Una menor presión hará que pase menos cantidad de líquido a su través.

Conducto de aspiración				Conducto de descarga	Conducto de líquido
-28.9°C	-17.8°C	-6.7°C	4.4°C	---	---
1.72 KPa	3.45 Kpa	6.89 Kpa	13.78 kpa	6.89 kpa	13.78 a 27.56 Kpa

**Tabla. 3-11 Caídas de presión permitidas -(Fuente: Chris Langley, 272, Refrigeración: Principios, prácticas y funcionamiento, 2009)**

El segundo efecto de una reducción en la presión del conducto es una reducción en la presión del conducto es una reducción en la capacidad de la válvula de expansión. Una menor presión hará que pase menos cantidad de líquido a su través.

Además de estas pérdidas debidas a la fricción en el conducto, en aquellos casos en los que el evaporador se encuentra por encima del tanque receptor, existe una segunda fuente de pérdidas en un conducto de líquido. Nos referimos a la caída de

presión debida a la altura del líquido. Cuando elevamos el líquido en una columna, la presión en la parte superior es menor a la que existe en la parte inferior, debiéndose la diferencia al peso de la columna de líquido.

#### **3.8.4. Tablas y software para el diseño de tuberías**

La caída de presión se ve afectada por muchas variables. La rugosidad del conducto, la velocidad del flujo, la viscosidad del refrigerante y la densidad del mismo influyen en esa caída de presión. Por esto, se han desarrollado diversas tablas y diagramas para resolver los problemas de caídas de presión. Puesto que se emplean tantos tipos distintos de refrigerantes. Estas tablas se encuentran publicadas en la norma ASHRAE Handbook – Refrigeración (SI), en el anexo A-14-1, A-14-2 y A-14-3 mostramos estas tablas.

También existen software de diseño de líneas de refrigeración tales como DirccalcTM, este software libre es proporcionado por la empresa especializada en refrigeración comercial e industrial Danfoss.

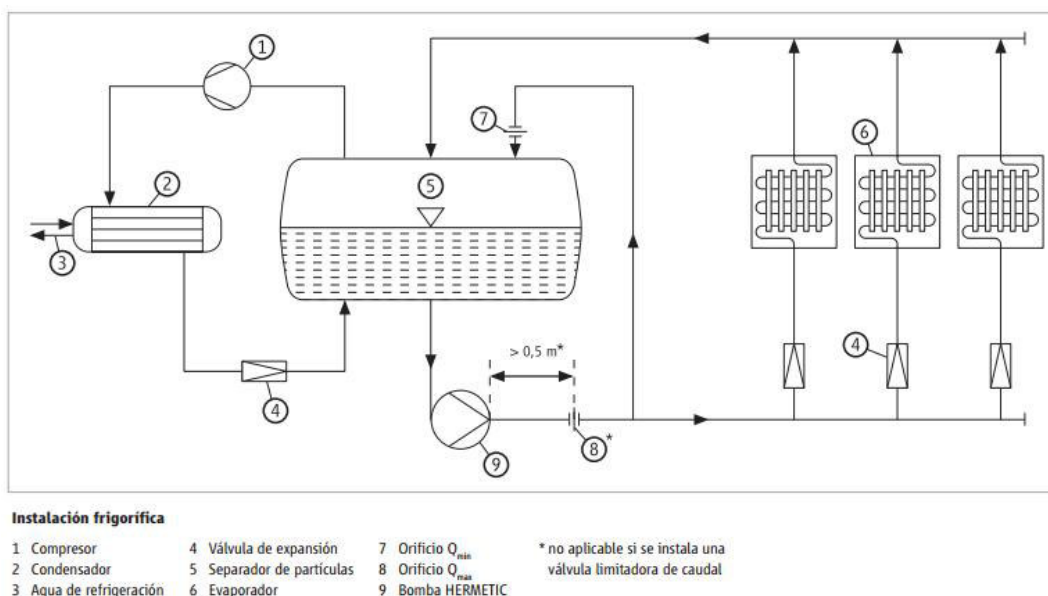
Este software es muy completo ya que considera todos los accesorios del diseño propuesto, contempla valores recomendables de caída de presión y velocidades propuesto por la normativa ASHRAE.

### **3.9. Bombas de amoníaco**

Las bombas de aplicaciones en instalaciones de refrigeración se caracterizan por su absoluta estanqueidad y no necesitan mantenimiento. La figura 3-30 muestra un esquema simplificado de una instalación frigorífica industrial con servicio de bombeo. Esta instalación se caracteriza por una bomba que aspira el fluido refrigerante desde un separador central y lo impulsa hacia los evaporadores. El vapor generado y el líquido sobrante retornan al separador. Compresor, condensador y válvula de expansión forman un segundo circuito.

#### **3.9.1. Selección de la bomba de amoníaco**

La selección de la bomba depende de la razón de recirculación utilizada, ASHRAE recomienda valores dependiendo del modo de alimentación de los evaporadores. (Tabla 3-12).



**Fig. 3.30 Instalación frigorífica industrial con servicio de bombeo.**

Refrigerante.	Razón de Recirculación
Amoniaco, alimentación en el nivel superior del enfriador – Diámetro grande de tubos.	6 a 7
Amoniaco, alimentación en el nivel inferior del enfriador – Diámetro pequeño de tubos.	2 a 4
Refrigerante R-22	3

**Fig. 3.12 Instalación frigorífica industrial con servicio de bombeo.**

La razón de amoniaco líquido entregada por las bombas hacia el enfriador de

cerveza  $\dot{m}_{bomba-1}$  es

$$\dot{m}_{bomba} = n * \dot{m}_{ev} \text{ (Kg/s)} \quad (3-61)$$

Luego para calcular el caudal de bombeo se utiliza:

$$\dot{v}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{bomba}}{\rho_{R717-Liq.}} \text{ (m}^3\text{/s)} \quad (3-62)$$

Donde  $\rho_{R717-Liq.}$  es la densidad del amoníaco líquido a la temperatura de succión.

a) El NPSH de bombas e instalaciones

NPSH es la sigla de la expresión inglesa “Net-Positive-Suction-Head”, también llamada “altura de aspiración neta positiva” o “altura total de presión de retención”. El NPSH está relacionado con el fenómeno de la cavitación. Al igual que la altura de elevación, el caudal de impulsión y la potencia absorbida, representa una de las características más importantes para una bomba. Se distingue entre el NPSH de la instalación ( $NPSH_A$  o  $NPSH_{disponible}$ ) y el NPSH de la bomba ( $NPSH_p$  o  $NPSH_{requerido}$ ). Mediante una simple comparación de los dos valores  $NPSH_{disp.}$  y  $NPSH_{req.}$ , es posible determinar, si la bomba seleccionada es apta para trabajar con seguridad en la planta contemplada o no. Para que una bomba funcione sin cavitación, debe cumplirse la siguiente expresión:

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requerido}$$

Si la condición anterior no se cumple, es decir, si el valor  $NPSH_{disponible}$  es inferior al valor  $NPSH_{requerido}$ , la bomba funciona en cavitación, es decir, el líquido se evapora en el interior de la bomba. Las consecuencias son las siguientes:

- Caída del caudal y de la presión de impulsión,
- Fuerte formación de ruidos y vibraciones, aparición de efectos de abrasión en los impulsores y posiblemente destrucción de los mismos.
- Caída del caudal parcial derivado a través del motor, con una disminución de la lubricación de los cojinetes.
- Insuficiente evacuación del calor generado por el motor, así como una perturbación del equilibrio hidráulico del empuje axial.

Una cavitación persistente resulta inevitablemente en la destrucción de la bomba.

Para funcionamiento en aspiración:

$$\text{NPSH}_{\text{disp.}} = 10^5 \frac{(p' - p_t)}{\rho \cdot g} - e_s - z \quad (3-62)$$

Donde:

$e_s$ = la altura geodésica de aspiración (m), que es la distancia vertical comprendida entre el nivel de aspiración del líquido y el eje de la bomba.

$E_z$ = la altura geodésica de acometida (m), es la distancia vertical comprendida entre el nivel del líquido en el recipiente de acometida y el eje de la bomba.

$P_t$ = la tensión de vapor del líquido a trasegar (bar abs.), La tensión de vapor de un líquido a una temperatura determinada (t) equivale a la presión bajo la cual el líquido empieza a hervir, si esta presión es ejercida sobre la superficie del líquido.

$P'$ = la presión del gas ejercida sobre el nivel del líquido en la aspiración (bar abs.), El conocimiento de esta presión es particularmente importante. Si el recipiente de aspiración o de acometida es atmosférico, la presión del gas equivale a la presión atmosférica ( $p' = 1$  bar abs.). En las instalaciones de la industria cervecera, en la mayoría de los casos, se utilizan recipiente cerrado, en los que la presión existente difiere de la presión atmosférica (instalaciones bajo vacío o bajo presión). Si el líquido a trasegar se encuentra en el interior del recipiente en estado de ebullición, la presión del gas encima del nivel del líquido equivale a la tensión de vapor ( $p_t$ ) de este líquido a la temperatura (t) del mismo.

$\rho$  = densidad del líquido a trasegar ( $\text{Kg/m}^3$ ).

$g$ = aceleración de la gravedad  $9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$ .

$Z$ = pérdida de carga en la línea de aspiración (m), Es la pérdida de carga resultante de la fricción en tuberías y válvulas. A menudo se utilizan valores estimados. En casos críticos puede realizarse un cálculo de pérdida de carga basado en pérdidas de carga individuales de tuberías, codos, válvulas etc. El cálculo debería ser realizado con el caudal máximo posible.

**CAPITULO 4**  
**CALCULOS Y RESULTADOS**

#### 4.1. Determinación de los requerimiento de enfriamiento

En general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Tenemos los siguientes datos:

- Fluido que se requiere enfriar: Cerveza Verde
- Densidad de la cerveza verde: 1027 Kg/m<sup>3</sup> (Dato suministrado por la Gerencia de proyectos de la planta cervecera, nótese que su valor es muy próximo a la densidad del agua a la misma temperatura. Esto se da porque la cerveza tiene un alto porcentaje de agua en su contenido, entre 90 y 95 por ciento.
- Flujo volumétrico del proceso a enfriar: 700 HI/h, este valor equivale a 0.0194 m<sup>3</sup>/s.
- Temperatura a la cual llega la cerveza verde después del proceso de fermentación: 4°C
- Temperatura que a la que se requiere enfriar la cerveza en el enfriador de cerveza verde o enfriador de trasiego: -2°C
- Calor específico de la cerveza verde a la temperatura media de 1°C : 3.951 KJ/Kg.C°

Nota: Lo valores de densidad y calor específico también se pueden obtener del software SWEP versión 7.0.3.27, este software de diseño de intercambiadores de calor tiene una aplicación de propiedades de fluidos donde se encuentran todos tipos de fluidos de aplicación en procesos de bebidas alcohólicas como la cerveza.

Entonces utilizando la ecuación (2-15)

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T = \rho \dot{V} c_p \Delta T$$

$$\dot{Q} = 1027 \times 0.0194 \times 3.951 \times (-2 - 4)$$

$$\dot{Q} = -473.396 \text{ KW}$$

El signo negativo significa el rechazo de calor del proceso

Este valor de carga térmica en toneladas de refrigeración equivales a 135 TR.

Es decir para poder enfriar la cerveza verde desde 4°C hasta -2°C, temperatura necesaria para iniciar el proceso de maduración de la cerveza verde, el refrigerante R-717 tiene que absorber 473.396 Kw.

Para esta aplicación debemos diseñar un sistema de refrigeración para enfriamiento de una carga de 135 toneladas de refrigeración.

Por tener una carga de refrigeración alta es necesario utilizar amoníaco como agente refrigerante, pues el R-717, nomenclatura del amoníaco como refrigerante, además de tener un alto coeficiente de transferencia de calor, también tiene una gran capacidad calorífica y conductividad térmica.

#### 4.2. Intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza verde

- Fluido que se requiere enfriar: Cerveza Verde  
 $T_e = 4^{\circ}\text{C}$   
 $T_s = -2^{\circ}\text{C}$   
 $m_{CV} = 19.97 \text{ Kg/s}$
- Agente refrigerante: R717  
 $T_e = -6$

Con estos datos evaluamos las temperaturas medias:

Con la ecuación (3-1)

$$T_m = \frac{4 - 2}{2} ^{\circ}\text{C}$$

$$T_m = 1 ^{\circ}\text{C}$$

Suponemos una temperatura de salida del R717 del intercambiador de placas:

$$t_s = 3.5 ^{\circ}\text{C}$$

Con esto calculamos la temperatura media del refrigerante R717:

Con la ecuación (3-2)

$$t_m = \frac{-6 + 3.5}{2} ^{\circ}\text{C}$$

$$t_m = -1.25 ^{\circ}\text{C}$$



Estimamos el valor de la temperatura de la pared ( $T_w$ ) de una manera aproximada, según la ecuación (3-3)

$$T_w = \frac{1 - 1.25}{2} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_w = -0.125 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Mas adelante se demostrara que el verdadero valor de  $T_w = 0.21 \text{ } ^\circ\text{C}$ , por lo cual los próximos cálculos se realizaran con este nuevo valor de  $T_w$ .

Utilizando el software SWEP SSP G7 obtenemos las propiedades de la cerveza verde y del refrigerante R717.

<b>CERVEZA VERDE</b>			
CONDUCTIVIDAD TERMICA:	K=	0.5373	W/m°C
CAPACIDAD CALORIFICA:	$C_p$ =	3.951	KJ/Kg.°C
DENSIDAD:	$\rho$ =	1027	Kg/m <sup>3</sup>
VISCOSIDAD:	$\mu$ =	2.61	cP
VISCOSIDAD A LA TEMP. DE PARED	$\mu_{T_w}$ =	2.69	cP
<b>AMONIACO</b>			
CONDUCTIVIDAD TERMICA:	K=	0.5776	W/m°C
CAPACIDAD CALORIFICA:	$C_p$ =	4.567	KJ /Kg.°C
DENSIDAD:	$\rho$ =	646.6	Kg/m <sup>3</sup>
VISCOSIDAD:	$\mu$ =	0.182	cP
VISCOSIDAD A LA TEMP. DE PARED	$\mu_{T_w}$ =	0.00924	cP

Con la ecuación (3-4) calculamos el calor requerido por el producto para el enfriamiento:

$$\dot{Q} = 473.40 \text{ KJ/s} = 473.40 \text{ Kw}$$

Con la ecuación (3-5) calculamos el flujo másico de R717 líquido necesario para que circule por el enfriador:

$$m_{R717} = 10.91 \text{ (Kg/s)}$$

Con las ecuaciones (3-6), (3-7) y (3-8) calculamos el LMTD:

$$T_1 = 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD = 1.68$$

Cálculo del área de transferencia de calor requerido  $A_T$ , utilizamos la ecuación (3-10):

$$A_T = 76.76 \text{ m}^2$$

Para esto de la tabla 3.1 escogemos un valor  $U_d$  o  $h_c = 500 \text{ W/ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$

Más adelante se demostrara que el verdadero valor de  $U_d = 3663.97 \text{ W/ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ , este valor se calcula luego de realizar algunas iteraciones.

De las tabla A-2 y A-3 del anexo obtenemos el área de transferencia de cada placa, siendo esta  $0.62 \text{ m}^2$ .

Calculamos el número de placas necesarias con la ecuación (3-11)  $N_p = 125$

Calculamos el número de placas necesarias con la ecuación (3-12)  $N_c = 63$

Calculamos el área de flujo total para los fluidos con la ecuación (3-13)  $N_c = 0.0315 \text{ m}^2$ .

Calculamos el diámetro hidráulico equivalente con la ecuación (3-15)

Las dimensiones de las placas se obtienen de las tablas del anexo A-2 y A-3

$$D_e = 0.0040 \text{ m}$$

Cálculo las velocidades de masa de cada fluido, utilizamos las ecuaciones (3-16) y (3-17):

$$G_{CV} = 633.95 \text{ (Kg/m}^2\text{.s)}$$

$$G_{R717} = 346.39 \text{ (Kg/m}^2\text{.s)}$$

Evaluación del número de Reynolds y el número de Prandtl para ambos fluidos, utilizamos las ecuaciones (3-18), (3-19), (3-20) y (3-21)..

Cerveza verde:  $Re_{CV} = 969.63$

$$Pr_{CV} = 19.19$$

Amoniaco líquido:  $Re_{R717} = 7597.66$

$$Pr_{R717} = 1.44$$

Estimamos del valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos ( $h_{CV}$  y  $h_{R717}$ ), utilizamos la ecuación (3-22) para calcular el número de Nusselt para ambos fluidos, dependemos de las propiedades de cada uno ( $\mu$ ,  $k$ ) y de la viscosidad a la temperatura de pared de las placas  $\mu_w$ .

Para obtener los coeficientes de Kumar necesarios para calcular el número de Nusselt utilizamos la tabla 3-2.

$$Nu_{CV} = 77.56$$

$$h_{CV} = 10438.58 \text{ W/m}^2\text{.C}$$

$$Nu_{R717} = 213.62$$

$$h_{R717} = 30908.67 \text{ W/m}^2\text{.C}$$

Calculamos el coeficiente global de diseño ( $U_c$ ) mediante la ecuación (3-23)

$$U_c = 5782.75 \text{ (W/m}^2\text{.C)}$$

Luego de encontrar los parámetros básicos del enfriador de cerveza, calculamos la caída de presión con la ecuación (3-35), (3-36), (3-37), (3-38).

Con esta ecuación obtenemos la caída de presión en el lado del circuito de R717 del intercambiador de placas:

$$\Delta P_T = 0.491 \text{ bar}$$

Que viene hacer la caída de presión total generado en el intercambiador de placas en el lado de circulación de refrigerante líquido R717.

Para la selección del intercambiador de calor tenemos la siguiente información:

- $Q_{cv} = 0.0194 \text{ m}^3/\text{s}$  , esto equivale a 70,000 l/h.
- Numero de placas= 125

El intercambiador de placas modelo Front Line de Alfa Laval cumple con las características de caudal, para cumplir con intercambio de calor necesario se debe asegurar que el intercambiador tenga como mínimo 125 placas.

#### 4.3. Determinación de las dimensiones del tanque separador

Como condiciones iniciales del diseño tenemos:

Capacidad del sistema = 135 TR

Temperatura de evaporación =  $-7^\circ\text{C}$ , esta temperatura equivale a  $19.4^\circ\text{F}$

Con estos valores ingresamos a la tabla A-6 y A-7 del anexo, obtenemos el modelo ELN30H que tiene las siguientes dimensiones:

DIAMETRO	30 pulg.	Equivale a	0.76 m
LONGITUD	139 pulg.	Equivale a	3.53 m

De las condiciones iniciales calculamos:

$$\text{De tablas } h_{fg} = 1284.73 \text{ KJ/Kg}$$

De la ecuación (3-47) obtenemos el flujo másico evaporado:

$$\dot{m}_{ev} = 0.368 \text{ Kg/s}$$

De la ecuación (3-43) y (3-49) obtenemos el flujo másico de vapor que pasa a través del tanque (Kg/s):

$$\dot{m}_t = 0.422 \text{ Kg/s}$$

De la ecuación (3-39) obtenemos el flujo de vapor en el interior del tanque:

$$\dot{v}_t = 0.157 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para un nivel de líquido en el tanque de 40% del diámetro del tanque  $H=304.8 \text{ mm}$ , se tiene un área de flujo de:

$$A_{flu} = 0.29 \text{ m}^2$$

Entonces la velocidad de separación es:

$$v = 0.55 \text{ (m/s)}$$

De acuerdo a la tabla 3-6 para este nivel de altura de líquido la velocidad está por debajo del criterio máximo de ASHRAE.

#### 4.4. Determinación del compresor de tornillo

Para la determinación de las capacidades del sistema se utilizaron las tablas de selección de equipos del fabricante Mayekawa en el anexo A-8.

De los cálculos utilizando el diagrama p-h, tablas termodinámicas del R717 y las ecuaciones propuestas en el capítulo 3.5 obtenemos:

<b>Temperatura salida evaporador</b>	<b>-7</b>	<b>°C</b>
<b>Temperatura salida condensador</b>	<b>31</b>	<b>°C</b>
Presión antes de la válvula de expansión	12.02	bar
Energía antes de la válvula de expansión	343.76	KJ/Kg
Presión después de la válvula de expansión	3.28	bar
Energía después de la válvula de expansión	343.76	KJ/Kg
Energía entrada al compresor	1452.85	KJ/Kg
Efecto de refrigeración	1109.09	KJ/Kg
Presión descarga compresor	12.02	bar
Temperatura de descarga	85	°C
Calor de compresión del compresor	271.84	KJ/Kg
Calor total extraído del condensador	1380.93	KJ/Kg
Potencia del compresor	136.51	Kw
Desplazamiento del compresor	707.34	m <sup>3</sup> /h
<b>Coefficiente de rendimiento COP</b>	<b>4.08</b>	

Considerando un 20% adicional a la potencia del compresor para vencer el par-arranque del motor obtenemos que la potencia del motor eléctrico debe ser 163.82 Kw.

De acuerdo a la tabla del Anexo A-8 el compresor recomendado para la aplicación de enfriamiento de cerveza verde es el modelo 200VSD está diseñado para una carga de refrigeración de 216 TR y tiene una potencia de 176.1 BKw.

#### 4.5. Determinación del condensador evaporativo

Contamos con la siguiente información para iniciar con la selección del condensador evaporativo:

Carga de refrigeración = 135 TR

Carga impuesta por trabajo del compresor = 233 BHP, este valor equivale a 176.1BKw

Temperatura de condensación = 31°C

Datos climáticos del lugar de instalación:

TBS= 26°C

HR = 88%

De la tabla A-11 del anexo, se obtiene la TBH = 24.5°C

El calor total a rechazar por el condensador es la suma del calor generado por carga de refrigeración y el calor generado por la carga del compresor, por lo cual:

$$\text{El calor total a rechazar por el condensador evaporativo} = 2208.28 \text{ MBH}$$

Obtenemos el factor de capacidad de eliminación de la tabla 3-7, este factor es 1.12

Ingresamos a la tabla A-9 de selección del fabricante en el anexo y obtenemos que el modelo a utilizar para la aplicación de enfriamiento de cerveza verde es él:

PC2-165-7409-20, que está diseñado para expulsar 2513 MBH al medio ambiente.

#### **4.6. Determinación del dimensionamiento de tuberías de refrigerante**

Se realizo el cálculo analítico para línea de succión desde el tanque separador de amoniaco hasta el compresor, para las otras líneas se utilizo el software libre DIRCCALC.

- Dimensionamiento de la línea de succión.

El desplazamiento de refrigerante generado por el compresor tornillo seleccionado es  $975.23 \text{ m}^3/\text{h}$  que equivale a  $0.271 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Con este flujo de refrigerante en la succión y un diámetro inicial calculamos la velocidad a la que circula el refrigerante en la tubería.

Consideramos que la tubería tenga un diámetro nominal de 6 “, esta tubería de acero tipo ASTM-A53 Schedule 40 tiene un diámetro interior de 0.154 m. El plano SRPM-003 de anexo me indica el recorrido de la línea, de aquí obtengo la longitud equivalente considerando la cantidad exacta e codos y válvulas.

Entonces la longitud equivalente  $Le=121 \text{ m}$

La velocidad calcula es  $= 15 \text{ m/s}$  estando dentro del rango recomendado por la tabla 3-10. A continuación calculamos la caída de presión generada en la línea de succión, entonces utilizamos la ecuación 3-59 y 3-61. Además hallamos el valor del factor de fricción en el diagrama de Moody.

$$\Delta p = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{\rho V^2}{2} \right)$$

$$\Delta p = 4.39 KPa$$

Se comprueba verificando en la tabla 3-11 que la caída de presión calculada es menor que la máxima tolerable.

Cumpliendo con los requisitos de velocidad y caída de presión se verifica que el diámetro de tubería de acero de 6 pulg. Es aceptable para el diseño.

A continuación se muestran los resultados calculados por el software DircCalc

	Descarga (Compresor – Condensador)	Líquido Condensador- Tanque separador	Líquido De tanque separador a enfriador de cerveza verde
Diámetro	2 ½ pulg	2	1
Velocidad	20.3 m/seg	0.33 m/seg	1.82 m/seg
Caída de presión	0.209 bar	0.293 bar	0.252 bar



## CONCLUSIONES

- Se desarrollo un diseño para instalaciones de refrigeración por recirculación de amoniaco liquido para una carga de enfriamiento de 135 toneladas de refrigeración, de esta manera se logra el enfriamiento de la cerveza verde en el proceso de maduración desde 4°C hasta -2°C.
- Se diseño un sistema óptimo en operación pues los equipos que conforman el sistema de refrigeración fueron seleccionados considerando un facto de seguridad de 1.6.
- Se desarrollo un diseño eficiente y confiable porque el sistema de refrigeración por recirculación asegura que no se generara sobrecalentamiento en la entrada de refrigerante al compresor debido a que el vapor que llega al compresor es el que se genera en el tanque separador de amoniaco, además que el tipo de compresor seleccionado, compresor tornillo, debido a su funcionamiento interno requiere los mínimos trabajos de mantenimiento.
- Se formulo un diseño óptimo que es aplicable a cualquier tipo de planta que utilice como refrigerante R717, pues los componentes seleccionados se diseñan y seleccionan de la misma forma que se ejecuto en este proyecto monográfico. El diseño formulado es aplicable a procesos de congelamiento carnes, conservación de frutas, carbonatación de bebidas como la gaseosa.
- Se analizo las características de los equipos tales como el intercambiador de placas para enfriamiento de cerveza, los tanques separadores de amoniaco de baja presión, los tanques colectores de amoniaco de alta presión, lo compresores, válvulas de expansión.
- Se identifico las variables de control del proceso de maduración en una planta cervecera, tales como que la temperatura de entrada y salida del proceso, flujos másicos,

## RECOMENDACIONES

- Es necesario que la distribución respete las buenas prácticas de refrigeración recomendadas y sustentadas en las normativas internacionales de tal modo que satisfagan los requisitos siguientes:
  - 1- Asegurar la alimentación adecuada a los enfriadores.
  - 2- Dimensionar la tubería de forma que las pérdidas de carga se reduzcan a valores aceptables.
  - 3- Proteger los compresores:
    - a. Evitando la acumulación de aceite lubricante en cualquier parte de la instalación.
    - b. Reduciendo al mínimo las pérdidas de aceite lubricante del compresor.
    - c. Evitando que, tanto en marcha como con el compresor parado, penetre el refrigerante en fase líquida en el compresor.

## BIBLIOGRAFÍA

- DOSSAR Roy J. *Principios de Refrigeración*. Editorial Continental S.A. México. 1998.
- JOHNSON Whilliam M.; WHITMAN William *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*. Thomson. 2002.
- YUNUS A. CENGEL & MICHAEL A. BOLES. *Termodinámica*. McGraw-Hill Interamericana, cop. Cuarta Edición. México. 2003.
- ASHRAE Hanbook, *Fundamentals*. 2009.
- ASHRAE Hanbook, *Refrigeration*. 2006.
- CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Manual de Aire Acondicionado*. Marcombo S.A. de Boixareu Editores. Barcelona, España. 1980.
- DANFOSS. *Controles automáticos para sistemas de refrigeración*.

## **ANEXOS**

## PROPIEDADES DE METALES SOLIDOS

TABLA A-1

Propiedades de metales sólidos (continuación)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(W/m \cdot K)/c_p(J/kg \cdot K)$					
		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ J/kg · K	$k$ W/m · K	$\alpha \times 10^5$ m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.5%)		8 131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo): $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{4}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969
Aceros inoxidables:											
AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 575	24.2 602
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606

FUENTE: TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA – CENGEL

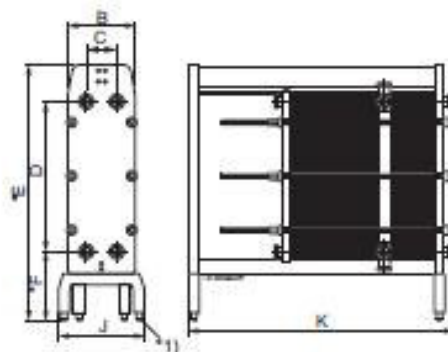
# ESPECIFICACION TECNICA ENFRIADOR DE CERVEZA

TABLA A-2

Intercambiadores de calor de placas FrontLine™																	
FrontLine™																	
<p><b>Aplicaciones</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Pasteurización</li> <li>• Refrigeración/caentamiento general de productos lácteos, cervezas, bebidas y alimentación.</li> <li>• Refrigeración/caentamiento en la industria farmacéutica.</li> </ul> <p><b>Principios de funcionamiento</b></p> <p>Un Intercambiador de calor de placas consta de un conjunto de placas metálicas acanaladas con orificios para permitir el paso de dos fluidos entre los que se realiza la transferencia de calor.</p> <p>El conjunto de placas está montado entre una placa bastidor fija y otra placa de presión móvil y se mantiene apretado mediante pernos tensores.</p> <p>Las placas están provistas de una junta que sella el canal entre placas y envía los fluidos hacia canales alternos. El número de placas depende del caudal, las propiedades físicas de los fluidos y el programa de temperaturas. Las conexiones pueden situarse en la placa bastidor y en la placa de presión.</p> <p><b>Datos técnicos</b></p> <p><b>Presión del diseño mecánico (g)/Temperatura</b></p> <table border="1"> <tbody> <tr> <td>Acero inoxidable sólido de FRM</td> <td>10 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>Acero inoxidable sólido de FRH*</td> <td>16 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>Acero inoxidable sólido de FRD</td> <td>21 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>Acero inoxidable revestido de RM</td> <td>10 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>Acero inoxidable revestido de RH</td> <td>16 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>Acero inoxidable revestido de RD</td> <td>21 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>RMS de superficie recubierta</td> <td>10 bares/150 °C</td> </tr> <tr> <td>RHS de superficie recubierta</td> <td>16 bares/150 °C</td> </tr> </tbody> </table> <p>Conforme con la Directiva Europea de Equipos de Presión (PED). Puede ostentar la certificación CE dependiendo de las condiciones de diseño. Conforme con el estándar de Ingeniería Acústica de Alfa Laval (ALS).</p> <p>* No aplicable para el Front 15.</p> <p><b>Conexiones</b></p> <p>Piezas macho DIN, SMS, Tri-Clamp, B.S./RJT e IQF/ISO. Otras conexiones bajo pedido.</p>	Acero inoxidable sólido de FRM	10 bares/150 °C	Acero inoxidable sólido de FRH*	16 bares/150 °C	Acero inoxidable sólido de FRD	21 bares/150 °C	Acero inoxidable revestido de RM	10 bares/150 °C	Acero inoxidable revestido de RH	16 bares/150 °C	Acero inoxidable revestido de RD	21 bares/150 °C	RMS de superficie recubierta	10 bares/150 °C	RHS de superficie recubierta	16 bares/150 °C	 <p><b>Materiales estándar</b></p> <p><b>Bastidor</b></p> <p>Placa bastidor y de presión en acero inoxidable sólido o con revestimiento o superficie recubierta. Todas las piezas bañadas van cubiertas en acero inoxidable a prueba de ácidos. Otras superficies en varios grados de acero inoxidable. Tuercas móviles de los pernos tensores en latón chapado en cromo.</p> <p><b>Tipos de placa</b></p> <p>Front6, Front8, Front10 y Front15.</p> <p>Otras placas de la serie FrontLine™ son las placas WideStream® y Gemini.</p> <p><b>Placas</b></p> <p>Acero inoxidable AISI 316 o titanio</p> <p><b>Juntas</b></p> <p>Nitrilo-FDA o EPDM-FDA.</p> <p>Las placas FrontLine™ llevan juntas Clip-on sin pegamento, lo que facilita su sustitución incluso con las placas colgando en el bastidor. El material de las juntas se elige para un uso seguro en relación con los productos farmacéuticos y alimentarios.</p>
Acero inoxidable sólido de FRM	10 bares/150 °C																
Acero inoxidable sólido de FRH*	16 bares/150 °C																
Acero inoxidable sólido de FRD	21 bares/150 °C																
Acero inoxidable revestido de RM	10 bares/150 °C																
Acero inoxidable revestido de RH	16 bares/150 °C																
Acero inoxidable revestido de RD	21 bares/150 °C																
RMS de superficie recubierta	10 bares/150 °C																
RHS de superficie recubierta	16 bares/150 °C																
 <p>Principio del Intercambiador de calor de placas FrontLine</p>																	

DIMENSIONES DE ENFRIADOR DE CERVEZA Y PLACAS FRONT LINE  
TABLA A-3

Dimensiones



	Frontal 6	Frontal 8	Frontal 10	Frontal 15
<b>Medidas [mm]</b>				
B	370	492	670	803
C	129	220	324	400
D	859	1,095	1,324	1,524
E*	1,420	1,850	2,167	2,606
F*	400	500	500	700
J	520	670	850	970
K* mín.	1,000	1,440	1,400	1,588
K* máx.	2,500	3,860	5,000	6,400
* Dimensión variable dependiendo de varios componentes. 1) Patas ajustables $\pm 40$ mm				
<b>Conexión [mm]</b>				
Diámetro	51	76	76/101,6	101,6/150
<b>Capacidad [l/h]</b>				
Pasteurización	15,000	35,000	65,000	100,000
Calentamiento/Refrigeración	15,000	35,000	65,000	150,000
Agua	30,000	75,000	130,000	200,000
<b>Placas</b>				
Placa patrón	Chevron	Chevron	Chevron	Chevron
Superficie [m <sup>2</sup> ]	0.18	0.38	0.62	0.91
Dimensión total [mm]	1,000 x 250	1,250 x 375	1,500 x 500	1,750 x 625
Dimensión de las toberas [mm]	55	80	105	150
Grosor [mm]	0,5/0,6/0,7	0,5/0,6/0,7	0,5/0,6/0,7	0,5/0,6/0,7

La longitud total varía en función del número de placas y las placas conectadas. El espacio libre recomendado alrededor de la unidad es de 1,5 m en los lados y en el extremo superior del bastidor.

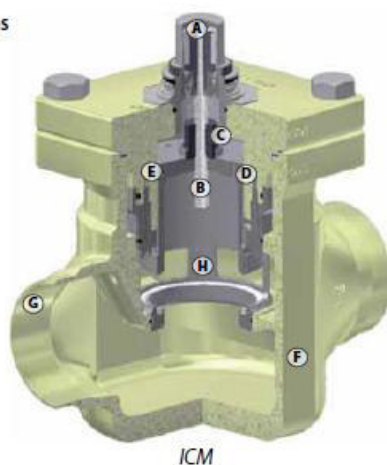
## ANEXO A-4



## ICM – Válvula motorizada

Hemos utilizado la amplia experiencia de Danfoss para crear un nuevo concepto de válvula que establece nuevos y mejorados estándares respecto a la demanda de válvulas de control e inyección. Las válvulas ICM se fabrican con una serie de características exclusivas.

## Características



- A** Acoplamiento mediante imán de sellado hermético
- B** Eje
- C** Tuerca PEEK
- D** Sello de pistón con teflón
- E** Pistón de equilibrado de presión
- F** Carcasa de acero de baja temperatura, soporta hasta 52 bar
- G** Conexiones directas para soltar
- H** Cono de regulación mejorado

ICM

## Ventajas y características

- Diseñadas para instalaciones de refrigeración industrial para una presión máxima de funcionamiento de 52 bar / 754 psig.
- Concepto modular
  - Todos los cuerpos de válvula están disponibles con varios tipos y tamaños de conexión.
  - La reparación de la válvula se realiza sustituyendo el módulo de función.
  - Es posible transformar la válvula de motorizada ICM en una válvula pilotada o servoaccionada ICS.
- Bajo peso y diseño compacto.
- Cuerpo de acero de baja temperatura
- Conexiones de acoplamiento directo
 

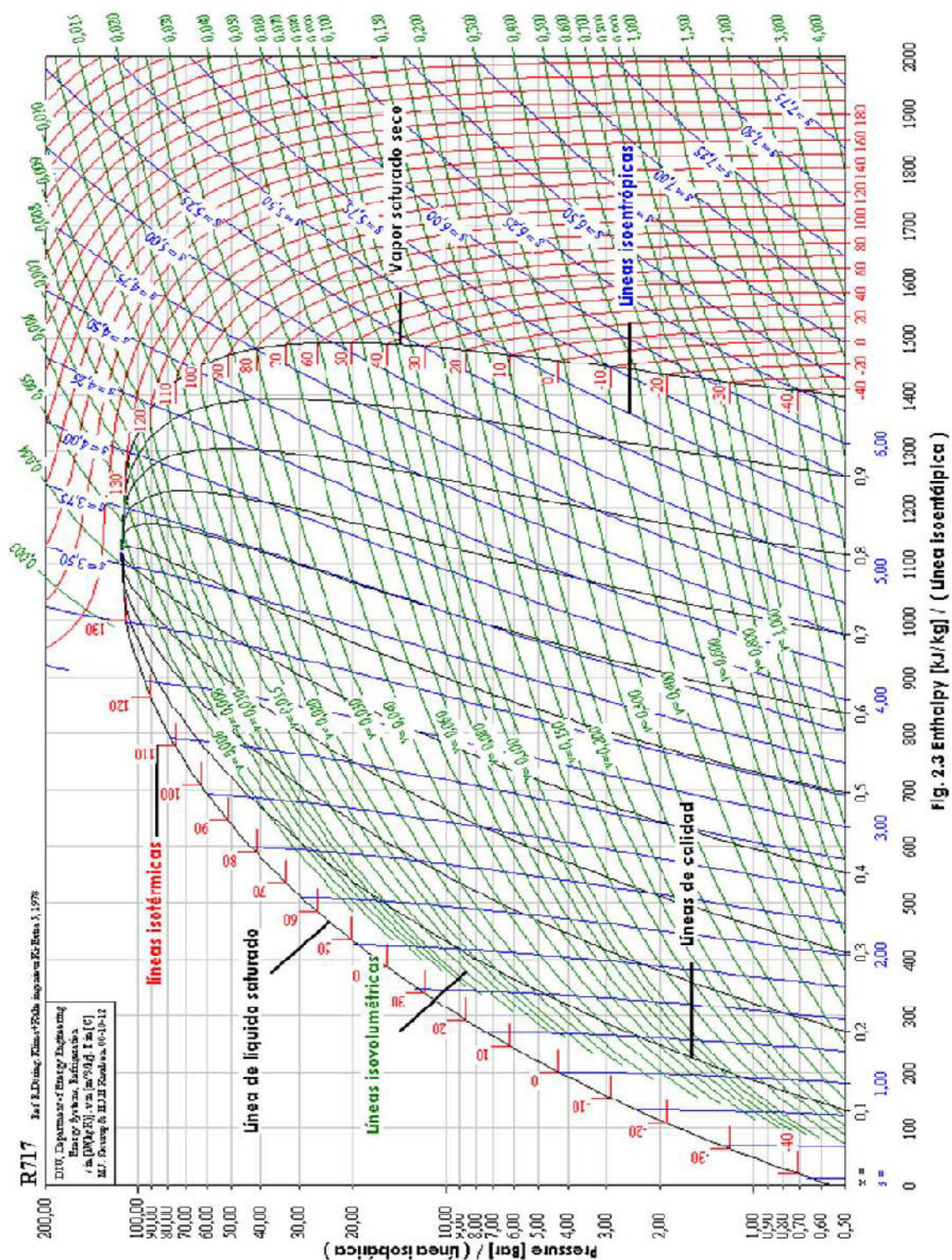
Tipos de conexión incluidos: soldadura a tope, soldadura a encaje, soldadura a baja temperatura y conexiones roscadas.
- El cono de regulación en forma de puerto en V asegura la máxima precisión de regulación, sobre todo a carga parcial.
- Abertura manual posible a través del ICAD o herramienta multifuncional.
- Asiento de la válvula resistente a cavitación.
- Acoplamiento magnético: sellado hermético.

## Datos técnicos

- Refrigerantes:  
Para todos los refrigerantes habituales, incluidos el R717 y R744 (CO<sub>2</sub>) y todos los gases / líquidos no corrosivos. No se recomienda el uso con hidrocarburos inflamables. Póngase en contacto con Danfoss.
- Rango de temperatura  
-60/+120 °C (-76/+248 °F)
- Protección de superficie  
La superficie exterior está hecha de una aleación zinc-cromo para ofrecer una buena protección anticorrosión.
- Rango de presión  
La válvula está diseñada para:  
Presión máxima de trabajo: 52 bar g (754 psig)
- Máxima diferencia de presión de apertura (MOPD)
  - ICM 20-32: 52 bar (750 psi)
  - ICM 40: 40 bar (580 psi)
  - ICM 50: 30 bar (435 psi)
  - ICM 65: 20 bar (290 psi)
  - ICM 100: 20 bar (290 psi)
  - ICM 125: 20 bar (290 psi)
  - ICM 150: 20 bar (290 psi)



## ANEXO A-5



## ANEXO A-6

**E. L. NICKELL CO., INC.**
**HORIZONTAL RECIRCULATOR**  
**CAPACITY - TONS OF REFRIGERATION**

MODEL		EVAPORATOR TEMPERATURE IN °F											
		SINGLE STAGE*							TWO STAGE*				
DIA.	NUMBER	+50°	+40°	+30°	+20°	+10°	0°	-10°	-10°	-20°	-30°	-40°	-50°
24"	ELN24H	122	112	102	92	83	74	66	79	70	62	54	47
30"	ELN30H	193	177	161	146	131	117	104	125	111	98	85	67
36"	ELN36H	301	275	251	227	204	183	166	224	190	153	123	97
42"	ELN42H	461	421	384	348	312	280	248	299	265	233	203	160
48"	ELN48H	605	553	504	456	394	368	325	392	347	306	266	218
54"	ELN54H	950	900	807	696	615	480	425	542	453	400	348	284
60"	ELN60H	1096	1037	936	845	754	663	576	695	585	496	395	314
66"	ELN66H	1327	1256	1133	1023	913	802	698	841	709	601	478	380
72"	ELN72H	1580	1495	1349	1218	1087	955	830	1001	844	716	569	452
78"	ELN78H	1853	1753	1582	1428	1274	1120	974	1174	990	839	667	531
84"	ELN84H	2148	2033	1835	1656	1477	1299	1129	1361	1147	973	773	615
90"	ELN90H	2355	2228	2011	1817	1619	1424	1291	1557	1319	1066	859	674
96"	ELN96H	2529	2393	2160	1951	1739	1529	1387	1673	1417	1145	922	724

\*SINGLE STAGE - MAKE UP LIQUID AMMONIA TEMPERATURE BASED ON 96°F.

\*TWO STAGE - MAKE UP LIQUID AMMONIA TEMPERATURE BASED ON 12°F.

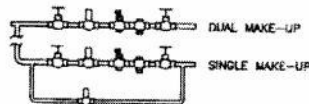
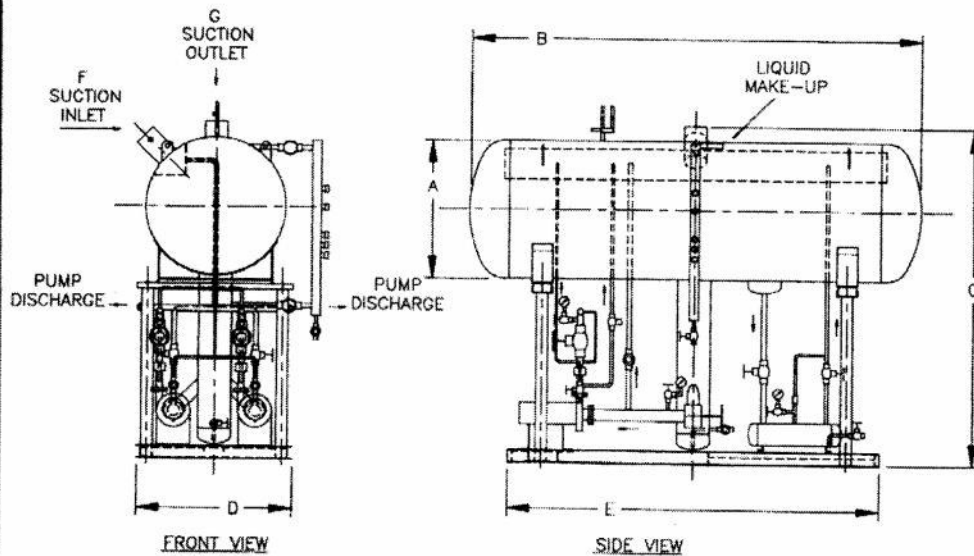
MODEL			SURGE CAPACITY		WEIGHT(LBS.)	
DIA.	O.A.L.	NUMBER	CU.FT.	GAL.	EMPTY	OPERATING
24"	136"	ELN24H	6	45	3050	3668
30"	139"	ELN30H	13	97	3300	4294
36"	142"	ELN36H	22	164	4700	6121
42"	169"	ELN42H	40	300	5250	7589
48"	172"	ELN48H	56	420	6400	9465
54"	176"	ELN54H	77	576	7150	11151
60"	179"	ELN60H	98	735	7700	12641
66"	182"	ELN66H	122	912	8100	14079
72"	185"	ELN72H	147	1100	8700	15825
78"	212"	ELN78H	206	1540	12500	22207
84"	215"	ELN84H	242	1810	13800	25113
90"	217"	ELN90H	281	2101	15100	27854
96"	220"	ELN96H	322	2412	16400	30940

**PUMP FLOW CAPACITY**  
**GALLONS PER MINUTE FOR 100 TONS OF REF.**

OVERFEED RATIO*	EVAPORATOR TEMPERATURE IN °F.											
	+50°	+40°	+30°	+20°	+10°	0°	-10°	-20°	-30°	-40°	-50°	
3 : 1	21.9	21.2	20.6	20.1	19.6	19.1	18.6	18.2	17.8	17.4	17.3	
4 : 1	29.2	28.3	27.5	26.8	26.1	25.4	24.8	24.2	23.8	23.2	23.1	

\*CUSTOMER TO SPECIFY OVERFEED RATIO.

## ANEXO A-7

**E. L. NICKELL CO., INC.****HORIZONTAL RECIRCULATOR**

LIQUID MAKE-UP LINE DETAIL  
(SHIPPED LOOSE)

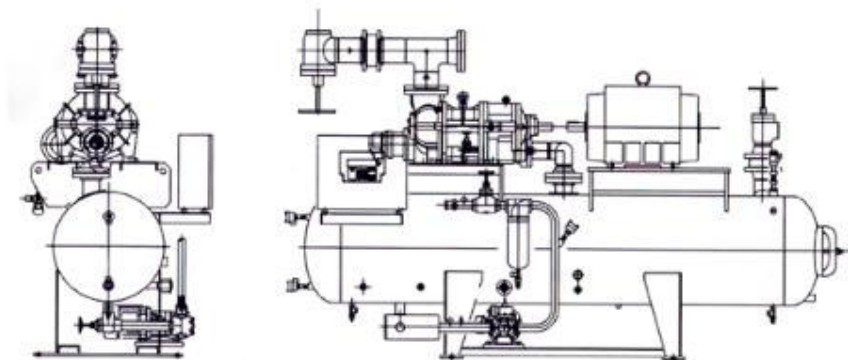
MODEL	A	B	C	D	E	F	G
ELN24H	24"	136"	114"	68"	120"	5"	5"
ELN30H	30"	139"	120"	68"	120"	5"	5"
ELN36H	36"	142"	120"	68"	120"	6"	6"
ELN42H	42"	169"	120"	72"	144"	6"	6"
ELN48H	48"	172"	120"	72"	144"	8"	8"
ELN54H	54"	176"	126"	72"	144"	8"	8"
ELN60H	60"	179"	132"	72"	144"	10"	10"
ELN66H	66"	182"	138"	72"	144"	10"	10"
ELN72H	72"	185"	144"	72"	144"	10"	12"
ELN78H	78"	212"	150"	72"	168"	10"	12"
ELN84H	84"	215"	156"	72"	168"	10"	12"
ELN90H	90"	217"	162"	72"	168"	10"	12"
ELN96H	96"	220"	168"	76"	168"	10"	12"



## ANEXO A-8

## Paquete Tornillo Serie V

### DIAGRAMA



**MAYEKAWA**  
"tecnología Japonesa a su alcance"

### Simple Etapa Unidad de Compresor Tornillo

MODELO	m3/h	CAPACIDAD		MOTOR BKW	DIMENSIONES (mm)			PESO Kg	CARGA DE ACEITE lt.
		TR	KW		L	W	H		
125 SUD	238	51	179	12.3	2590	1120	1780	1000	133
125 LUD	365	75	264	63.5	2500	1120	1780	1050	133
160 VSD	500	105	383	91	3070	1120	1880	1960	133
160 VMJ	624	136	478	105.7	3100	1120	1880	2050	281
160 VLD	750	164	577	125.8	3150	1120	1880	2190	281
200 VSD	975	216	760	176.1	3580	1320	2110	3050	281
200 VMD	1221	272	956	214.1	3630	1320	2110	3140	417
200 VLD	1461	328	1153	253.6	3640	1450	2290	3780	417
250 VSD	1904	426	1498	332.7	4040	1500	2490	4780	417
250 VMD	2380	538	1802	411	4670	1650	2720	6550	803
250 VLD	2640	643	2201	490.9	4630	1650	2720	6910	803
250 VLLD	3367	762	2679	581.1	5050	1650	2790	7370	803
320 VSD	3826	862	3031	670.7	5230	1830	3150	9190	803
320 VMD	4761	1075	3780	828.8	5740	2010	3230	11640	1144
320 VLD	5696	1291	4540	972	5740	2010	3230	12410	1458
400 SUD	7804	Consultar con Mayekawa							
400 MJLD	9692								
400 LUD	11715								
400 LLUD	13007								

NH3. Te/Tc = -6.6°C / 35°C

Datos como referencia. El peso no incluye motor

### Características

- Capacidades entre 238 y 13,807m3/h
- Carcasa fabricada en fundición de hierro de baja porosidad según ANSI/ASHRAE STD 15.
- Cojinetes en acero recubiertos con babbit.
- Rodamientos axiales tipo bola de contacto angular.
- Control de Capacidad con válvula deslizante (10-100%)
- Ajuste manual de relación de volumen V<sub>i</sub>
- Separador de aceite con estampe ASME y filtros coalescer
- Enfriador de aceite tipo casco y tubos con estampe ASME.
- Filtro de succión y descarga para la bomba de aceite.
- Aplicaciones bajo norma API disponibles.
- Unidad con Economizer para bajas temperaturas (opcional)

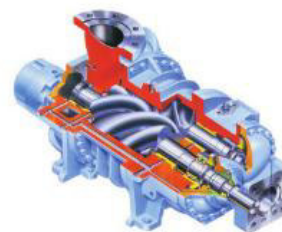


Diagrama de corte interno de compresor tornillo

FUENTE: CATALOGO PAQUETE TORNILLO SERIE V MAYEKAWA MYCOM

## ANEXO A-9

## RECHAZO DE CALOR DE CONDENSADOR EVAPORATIVO

Model Number	Base Heat Rejection (MBH)	Model Number	Base Heat Rejection (MBH)	Model Number	Base Heat Rejection (MBH)	Model Number	Base Heat Rejection (MBH)
PC2-41-0406-3	626	PC2-333-7418-30	5,075	PC2-592-2012-50	9,020	PC2-986-1236-50	15,021
PC2-47-0406-3	718	PC2-337-1218-10	5,130	PC2-610-1218-50	9,289	PC2-994-2418-50	15,142
PC2-58-0406-5	883	PC2-339-1212-20	5,169	PC2-626-1224-40	9,542	PC2-1009-1236-60	15,380
PC2-62-0406-5	940	PC2-341-7418-40	5,194	PC2-626-2412-40	9,542	PC2-1017-2418-60	15,503
PC2-68-0406-7.5	1,037	PC2-357-7418-40	5,437	PC2-633-1024-60	9,644	PC2-1066-2424-60	16,243
PC2-78-0412-6	1,193	PC2-358-1212-25	5,454	PC2-633-2012-60	9,644	PC2-1067-1236-60	16,266
PC2-90-0412-6	1,377	PC2-370-1212-25	5,645	PC2-636-1218-60	9,693	PC2-1076-2418-60	16,396
PC2-94-7409-5	1,426	PC2-371-1218-15	5,650	PC2-655-1024-60	9,979	PC2-1104-1236-80	16,826
PC2-101-0412-10	1,543	PC2-387-1212-30	5,902	PC2-655-2012-60	9,979	PC2-1113-2418-80	16,961
PC2-110-7409-10	1,675	PC2-396-1218-20	6,042	PC2-659-1224-50	10,044	PC2-1146-1236-80	17,470
PC2-111-0412-10	1,695	PC2-400-1212-40	6,102	PC2-659-2412-50	10,044	PC2-1156-2418-80	17,609
PC2-119-0412-10	1,806	PC2-406-1218-15	6,186	PC2-668-1236-20	10,178	PC2-1169-2424-60	17,820
PC2-119-7409-7.5	1,813	PC2-407-1024-20	6,210	PC2-673-2418-20	10,260	PC2-1209-1236-100	18,431
PC2-130-0412-15	1,986	PC2-407-2012-20	6,210	PC2-678-1224-40	10,339	PC2-1219-2418-100	18,579
PC2-131-7409-7.5	1,994	PC2-415-1212-40	6,327	PC2-678-2412-40	10,339	PC2-1252-2424-80	19,085
PC2-140-7409-10	2,137	PC2-432-1218-15	6,578	PC2-716-1224-50	10,908	PC2-1262-1236-120	19,232
PC2-154-7409-15	2,349	PC2-435-1218-20	6,633	PC2-716-2412-50	10,908	PC2-1272-2418-120	19,386
PC2-165-7409-20	2,513	PC2-449-1024-30	6,836	PC2-736-1236-30	11,210	PC2-1318-2424-100	20,088
PC2-176-7409-20	2,679	PC2-449-2012-30	6,836	PC2-741-1224-50	11,290	PC2-1327-2436-40	20,216
PC2-181-7418-10	2,759	PC2-458-1218-25	6,977	PC2-741-2412-50	11,290	PC2-1357-2424-80	20,679
PC2-184-7409-20	2,803	PC2-475-1024-20	7,236	PC2-741-2418-30	11,300	PC2-1431-2424-100	21,816
PC2-198-7418-15	3,024	PC2-475-2012-20	7,236	PC2-775-1224-60	11,804	PC2-1461-2436-60	22,264
PC2-204-1012-10	3,105	PC2-478-1218-30	7,285	PC2-775-2412-60	11,804	PC2-1482-2424-100	22,580
PC2-210-7418-10	3,202	PC2-485-1224-20	7,398	PC2-787-1236-40	11,988	PC2-1549-2424-120	23,608
PC2-224-1012-15	3,418	PC2-485-2412-20	7,398	PC2-793-2418-40	12,084	PC2-1562-2436-80	23,809
PC2-231-7418-15	3,515	PC2-487-1218-20	7,424	PC2-801-1224-80	12,204	PC2-1600-2436-60	24,379
PC2-237-1012-10	3,618	PC2-493-1024-30	7,510	PC2-801-2412-80	12,204	PC2-1602-2424-160	24,408
PC2-243-1212-10	3,699	PC2-493-2012-30	7,510	PC2-805-1236-30	12,275	PC2-1661-2424-160	25,310
PC2-246-1012-15	3,755	PC2-497-1218-25	7,571	PC2-812-2418-30	12,373	PC2-1701-2436-60	25,925
PC2-254-7418-15	3,866	PC2-509-1218-30	7,751	PC2-830-1224-80	12,655	PC2-1715-2436-80	26,138
PC2-263-1012-20	4,008	PC2-526-1024-40	8,017	PC2-830-2412-80	12,655	PC2-1804-2436-100	27,496
PC2-266-1212-15	4,060	PC2-526-2012-40	8,017	PC2-857-1236-30	13,053	PC2-1884-2436-120	28,708
PC2-272-7418-20	4,141	PC2-533-1224-30	8,121	PC2-863-2418-30	13,157	PC2-1920-2436-80	29,255
PC2-278-1012-25	4,230	PC2-533-2412-30	8,121	PC2-864-1236-40	13,160	PC2-1958-2436-100	29,834
PC2-292-1212-15	4,455	PC2-538-1218-30	8,198	PC2-870-2418-40	13,266	PC2-2004-2436-120	30,547
PC2-296-1012-25	4,510	PC2-555-1024-50	8,460	PC2-908-1236-50	13,844	PC2-2120-2436-120	32,306
PC2-298-7418-30	4,536	PC2-555-2012-50	8,460	PC2-916-2418-50	13,955	PC2-2193-2436-160	33,419
PC2-313-1212-20	4,771	PC2-556-1218-40	8,480	PC2-948-1236-60	14,454	PC2-2277-2436-160	34,697
PC2-316-1012-30	4,822	PC2-578-1218-40	8,804	PC2-956-2418-60	14,570	PC2-2402-2436-200	36,607
PC2-318-7418-30	4,849	PC2-585-1224-30	8,910	PC2-967-1236-40	14,730	PC2-2506-2436-240	38,197
PC2-327-1012-30	4,989	PC2-585-2412-30	8,910	PC2-971-2424-40	14,796		
PC2-330-1212-25	5,022	PC2-592-1024-50	9,020	PC2-974-2418-40	14,848		

FUENTE: CATALOGO DE PRODUCTOS CONDENSADOR EVAPORATIVO PC2

## ANEXO A-10

## DIMENSIONES RECOMENDADAS TANQUE RECIBIDOR DE CONDENSADO

Recibidor Freon y NH<sub>3</sub>

\* Para mantención del 20% de líquido en el estanque

Modelo	D $\Phi$ (mm)	L (mm)	Volumen (Lts)	Peso (Kg)
HR - 1	300	2400	160	220
HR - 2	400	2400	270	230
HR - 3	500	2400	430	320
HR - 4	500	3000	540	390
HR - 5	500	3600	650	460
HR - 6	600	2900	760	440
HR - 7	650	2900	900	460
HR - 8	700	3000	1110	550
HR - 9	750	3000	1230	600
HR - 10	750	4000	1670	800
HR - 11	800	4000	1900	850
HR - 12	900	4000	2380	1150
HR - 13	900	5000	3000	1400
HR - 14	1000	4200	3080	1530
HR - 15	1000	5000	3690	1890
HR - 16	1100	4000	3540	1690
HR - 17	1100	5200	4650	2450
HR - 18	1200	5000	5880	2580

Evaporador Grande 2000 Lt/ 1000 m<sup>3</sup>/Hr de compresión

Sistema Congelación (Bomba de Líquido) 850 Lt/ 1000 m<sup>3</sup>/Hr de compresión

Sistema Conservación (Bomba de Líquido) 600 Lt/ 1000 m<sup>3</sup>/Hr de compresión

Sistema Congelado Seco 550 Lt/ 1000 m<sup>3</sup>/Hr de compresión

Sistema Conservación Seco 400 Lt/ 1000 m<sup>3</sup>/Hr de compresión

Sistema Seco --> Expansion Directa

Sistema Bomba de Líquido --> Inundado o por Gravedad



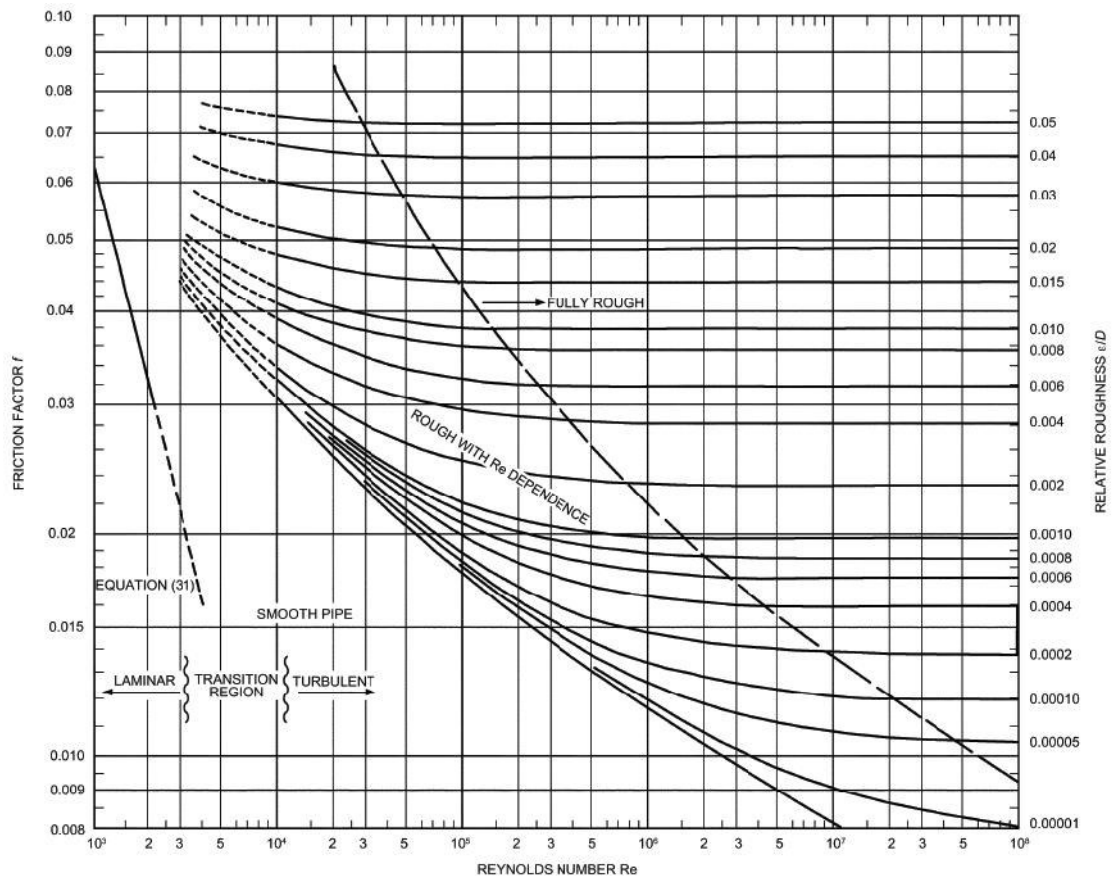
## ANEXO A-11

TABLA PSICOMETRICA PARA EL CALCULO DE HUMEDAD RELATIVA

Temperatura (°C) del termómetro seco	Diferencia (°C) entre las temperaturas del termómetro seco y húmedo																			
	0.0°	0.5°	1.0°	1.5°	2.0°	2.5°	3.0°	3.5°	4.0°	4.5°	5.0°	5.5°	6.0°	6.5°	7.0°	7.5°	8.0°	8.5°	9.0°	9.5°
0	100	90	80	72	64	55	48	42	35	30	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
1	100	90	80	73	64	55	48	42	35	30	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
2	100	90	81	73	64	55	48	42	35	30	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
3	100	91	83	74	65	57	48	43	35	30	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
4	100	91	83	75	66	59	50	45	35	30	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
5	100	92	84	76	68	60	52	48	38	31	24	19	15	10	5	-	-	-	-	-
6	100	92	85	77	70	62	55	50	41	34	27	20	15	10	5	-	-	-	-	-
7	100	92	85	77	71	63	57	52	44	37	30	24	18	12	5	-	-	-	-	-
8	100	93	86	79	72	65	58	53	46	40	33	27	21	15	9	3	-	-	-	-
9	100	93	86	79	73	66	60	54	48	42	35	30	24	18	13	7	3	-	-	-
10	100	93	87	80	74	68	62	56	50	44	38	33	27	21	16	10	5	-	-	-
11	100	93	87	82	75	69	62	57	52	46	40	35	30	24	19	13	8	4	-	-
12	100	93	87	82	76	70	63	58	53	48	42	37	32	27	22	17	12	7	-	-
13	100	93	88	82	77	71	65	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10	6	-
14	100	94	88	83	77	72	66	61	56	52	47	42	37	32	27	23	18	13	9	6
15	100	94	89	83	78	73	67	62	57	53	49	44	39	34	30	25	21	17	12	8
16	100	94	89	83	79	74	69	63	59	55	50	46	41	36	32	27	23	19	15	11
17	100	95	90	84	80	75	70	64	60	56	52	48	43	38	34	30	24	22	18	14
18	100	95	90	85	80	76	71	65	61	57	53	49	45	40	37	32	28	24	20	16
19	100	95	90	85	81	77	72	66	62	58	55	51	47	42	38	34	30	27	23	20
20	100	95	90	85	82	77	72	68	63	60	56	52	48	44	41	37	32	29	25	22
21	100	95	91	86	82	78	73	69	64	60	57	53	49	46	42	38	34	31	27	24
22	100	95	91	87	82	78	74	70	65	62	57	54	51	47	43	40	37	33	29	27
23	100	95	91	87	83	79	75	70	66	63	58	56	52	48	45	41	38	35	31	28
24	100	95	92	87	83	79	76	71	67	63	60	57	53	50	46	43	39	37	33	30
25	100	96	92	87	83	80	76	72	68	63	61	58	54	51	48	45	41	38	35	32
26	100	96	92	87	84	80	77	73	69	65	62	58	56	52	48	46	42	39	37	33
27	100	96	92	88	84	81	77	73	70	66	62	59	57	53	50	47	43	39	37	33
28	100	96	92	88	84	81	78	74	70	67	63	60	57	54	51	48	45	42	38	36
29	100	96	92	88	85	82	78	75	71	67	64	61	58	55	52	49	46	43	40	38
30	100	96	93	89	85	82	78	75	72	68	65	62	58	56	53	50	47	44	42	39
31	100	96	93	89	86	82	79	76	73	69	66	63	60	57	54	51	48	45	43	40
32	100	96	93	89	86	83	79	76	73	70	67	63	60	58	55	52	49	47	43	41
33	100	96	93	89	86	83	80	77	73	70	67	64	61	58	56	53	50	48	45	43
34	100	96	93	90	87	83	80	77	74	71	68	64	62	59	57	53	51	48	46	43
35	100	96	93	90	87	83	80	77	74	72	68	65	63	60	58	54	52	49	47	44
36	100	96	93	90	87	83	81	78	75	72	69	66	63	60	58	55	53	50	48	45
37	100	96	93	90	87	84	81	78	75	72	69	67	64	61	59	56	54	51	49	46
38	100	96	93	90	87	84	82	78	76	73	70	68	64	62	59	57	55	52	49	47
39	100	96	93	90	87	84	82	78	76	73	70	68	65	63	60	58	55	53	50	48
40	100	96	93	90	88	85	82	79	77	73	71	68	66	63	61	58	56	53	51	48
41	100	97	93	91	88	85	82	79	77	74	71	69	66	63	61	59	57	54	52	50
42	100	97	93	91	88	85	82	80	77	74	72	69	67	64	62	60	57	55	53	50
43	100	97	94	91	88	85	83	80	77	74	72	69	67	64	62	60	58	55	53	51
44	100	97	94	91	89	86	83	80	78	75	72	71	68	65	63	61	58	56	54	52
45	100	97	94	91	89	86	83	80	78	76	73	70	68	66	63	61	59	57	54	52
46	100	97	94	91	89	86	83	81	78	76	73	71	68	66	63	61	59	57	55	53
47	100	97	94	91	89	86	83	81	78	76	73	71	68	66	64	62	60	57	56	53
48	100	97	94	92	89	86	83	81	78	76	73	71	69	66	64	62	60	57	56	54
49	100	97	94	92	89	87	84	82	79	76	74	72	69	67	65	63	61	59	57	54
50	100	97	94	92	89	87	84	82	79	77	74	72	69	67	65	63	61	59	57	55

## ANEXO A-12

## RELACIÓN ENTRE EL FACTOR DE FRICCIÓN Y EL NÚMERO DE REYNOLDS



FUENTE: ASHRAE FUNDAMENTALS 2009 ( MOODY 1944)



## ANEXO A-13-1

## DIMENSIONES TUBERIAS COMERCIAL ACERO


**TUBERIA DE ACERO AL CARBONO**  
**ASTM A53 / A106**
**Area de La Superficie del Tubo**

Diámetro Nominal		Diámetro Exterior		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		Área de La Superficie Exterior en mt <sup>2</sup> por metro lineal de tubería
NPS	DN	Real		Pulgadas	Milímetros	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	(in.)	(mm.)					
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	0.067
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	0.084
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	0.105
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	0.132
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	0.152
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	0.190
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	
2-1/2	65	2.875	73.03	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	0.229
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	
				0.375	9.52	-	160	-	-	
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	
3	80	3.500	88.90	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	0.279
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	
4	100	4.500	114.30	0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	0.359
				0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	
5	125	5.563	141.29	0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	0.444
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	
				0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	
				0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	
6	150	6.625	168.28	0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	0.529
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	
				0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	
				0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	
7	200	8.625	219.07	0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	0.529
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	
				0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	

## ANEXO A-13-2


**TUBERIA DE ACERO AL CARBONO**  
**ASTM A53 / A106**
**Area de La Superficie del Tubo**

Diámetro Nominal		Diámetro Exterior		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		Área de La Superficie Exterior en m <sup>2</sup> por metro lineal de tubería
NPS	DN	Real		Pulgadas	Milímetros	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	(in.)	(mm.)					
8	200	8.625	219.08	0.188	4.78	-	-	16.94	25.26	0.688
				0.203	5.16	-	-	18.26	27.22	
				0.219	5.56	-	-	19.66	29.28	
				0.250	6.35	-	20	22.36	33.31	
				0.277	7.04	-	30	24.70	36.81	
				0.312	7.92	-	-	27.70	41.24	
				0.377	9.52	STD	40	28.55	42.55	
				0.444	11.13	-	-	30.42	45.34	
				0.375	9.52	-	-	33.04	49.20	
				0.406	10.31	-	60	35.64	53.08	
				0.438	11.13	-	-	38.30	57.08	
				0.500	12.70	XS	80	43.39	64.61	
				0.594	15.09	-	100	50.95	75.92	
				0.719	18.26	-	120	60.71	90.44	
				0.812	20.62	-	140	67.76	100.92	
				0.875	22.22	XXS	-	72.42	107.88	
				0.906	23.01	-	160	74.69	111.27	
10	250	10.750	273.05	0.188	4.78	-	-	21.21	31.62	0.858
				0.203	5.16	-	-	22.87	34.08	
				0.219	5.56	-	-	24.63	36.67	
				0.250	6.35	-	20	28.04	41.75	
				0.279	7.09	-	-	31.20	46.49	
				0.307	7.80	-	30	34.24	51.01	
				0.344	8.74	-	-	38.23	56.96	
				0.365	9.27	STD	40	40.48	60.29	
				0.438	11.13	-	-	48.19	71.87	
				0.500	12.70	XS	60	54.71	81.52	
				0.594	15.09	-	80	64.43	95.97	
				0.719	18.26	-	100	77.03	114.70	
				0.844	21.44	-	120	89.29	133.00	
				1.000	25.40	XXS	140	104.13	155.09	
				1.125	28.57	-	160	115.65	172.21	
12	300	12.750	323.85	0.203	5.16	-	-	27.20	40.55	1.017
				0.219	5.56	-	-	29.31	43.63	
				0.250	6.35	-	20	33.38	49.71	
				0.281	7.14	-	-	37.42	55.75	
				0.312	7.92	-	-	41.45	61.69	
				0.330	8.38	-	30	43.77	65.18	
				0.344	8.74	-	-	45.58	67.90	
				0.375	9.52	STD	-	49.52	73.78	
				0.406	10.31	-	40	53.52	79.70	
				0.438	11.13	-	-	57.59	85.82	
				0.500	12.70	XS	-	65.42	97.43	
				0.562	14.27	-	60	73.15	108.92	
				0.688	17.28	-	80	88.63	132.04	
				0.844	21.44	-	100	107.32	159.86	
				1.000	25.40	XXS	120	125.49	186.91	
				1.125	28.57	-	140	139.68	208.00	
				1.312	33.32	-	160	160.27	238.68	

## ANEXO A-14-1

**Table 1 Suction Line Capacities in Kilowatts for Ammonia with Pressure Drops of 0.005 and 0.01 K/m Equivalent**

Steel Nominal Line Size, mm	Saturated Suction Temperature, °C					
	-50		-40		-30	
	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 12.1 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 24.2 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 19.2 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 38.4 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 29.1 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 58.2 \text{ Pa/m}$
10	0.19	0.29	0.35	0.51	0.58	0.85
15	0.37	0.55	0.65	0.97	1.09	1.60
20	0.80	1.18	1.41	2.08	2.34	3.41
25	1.55	2.28	2.72	3.97	4.48	6.51
32	3.27	4.80	5.71	8.32	9.36	13.58
40	4.97	7.27	8.64	12.57	14.15	20.49
50	9.74	14.22	16.89	24.50	27.57	39.82
65	15.67	22.83	27.13	39.27	44.17	63.77
80	28.08	40.81	48.36	69.99	78.68	113.30
100	57.95	84.10	99.50	143.84	161.77	232.26
125	105.71	153.05	181.16	261.22	293.12	420.83
150	172.28	248.91	294.74	424.51	476.47	683.18
200	356.87	514.55	609.20	874.62	981.85	1402.03
250	649.99	937.58	1107.64	1589.51	1782.31	2545.46
300	1045.27	1504.96	1777.96	2550.49	2859.98	4081.54
Steel Nominal Line Size, mm	Saturated Suction Temperature, °C					
	-20		-5		+5	
	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 42.2 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 84.4 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 69.2 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 138.3 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.005 \text{ K/m}$ $\Delta p = 92.6 \text{ Pa/m}$	$\Delta t = 0.01 \text{ K/m}$ $\Delta p = 185.3 \text{ Pa/m}$
10	0.91	1.33	1.66	2.41	2.37	3.42
15	1.72	2.50	3.11	4.50	4.42	6.37
20	3.66	5.31	6.61	9.53	9.38	13.46
25	6.98	10.10	12.58	18.09	17.79	25.48
32	14.58	21.04	26.17	37.56	36.94	52.86
40	21.99	31.73	39.40	56.39	55.53	79.38
50	42.72	61.51	76.29	109.28	107.61	153.66
65	68.42	98.23	122.06	174.30	171.62	245.00
80	121.52	174.28	216.15	308.91	304.12	433.79
100	249.45	356.87	447.76	631.24	621.94	885.81
125	452.08	646.25	800.19	1139.74	1124.47	1598.31
150	733.59	1046.77	1296.07	1846.63	1819.59	2590.21
200	1506.11	2149.60	2662.02	3784.58	3735.65	5303.12
250	2731.90	3895.57	4818.22	6851.91	6759.98	9589.56
300	4378.87	6237.23	7714.93	10973.55	10810.65	15360.20

Note: Capacities are in kilowatts of refrigeration resulting in a line friction loss per unit equivalent pipe length ( $\Delta p$  in Pa/m), with corresponding change in saturation temperature per unit length ( $\Delta t$  in K/m).

## ANEXO A-14-2

Table 2 Suction, Discharge Line, and Liquid Capacities in Kilowatts for Ammonia (Single- or High-Stage Applications)

Steel Nominal Line Size, mm	Suction Lines ( $\Delta t = 0.02$ K/m)					Discharge Lines $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 684.0$ Pa/m			Steel Nominal Line Size, mm	Liquid Lines	
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temp., °C				Velocity – 0.5 m/s	$\Delta p = 450.0$
	$\Delta p = 76.9$	$\Delta p = 116.3$	$\Delta p = 168.8$	$\Delta p = 276.6$	$\Delta p = 370.5$	-40	-20	+5			
10	0.8	1.2	1.9	3.5	4.9	8.0	8.3	8.5	10	3.9	63.8
15	1.4	2.3	3.6	6.5	9.1	14.9	15.3	15.7	15	63.2	118.4
20	3.0	4.9	7.7	13.7	19.3	31.4	32.3	33.2	20	110.9	250.2
25	5.8	9.4	14.6	25.9	36.4	59.4	61.0	62.6	25	179.4	413.4
32	12.1	19.6	30.2	53.7	75.4	122.7	126.0	129.4	32	311.0	978.0
40	18.7	29.5	45.5	80.6	113.3	184.4	189.4	194.5	40	473.4	1469.4
50	35.4	57.2	88.1	155.7	218.6	355.2	364.9	374.7	50	697.8	2840.5
65	56.7	91.6	140.6	248.6	348.9	565.9	581.4	597.0	65	994.8	4524.8
80	101.0	162.4	249.0	439.8	616.0	1001.9	1029.3	1056.9	80	1536.3	8008.8
100	206.9	332.6	509.2	897.8	1258.6	2042.2	2098.2	2154.3	—	—	—
125	375.2	601.8	902.6	1622.0	2271.4	3682.1	3783.0	3884.2	—	—	—
150	608.7	975.6	1491.4	2625.4	3672.5	5954.2	6117.4	6281.0	—	—	—
200	1252.3	2003.3	3056.0	5382.5	7530.4	12195.3	12529.7	12864.8	—	—	—
250	2271.0	3625.9	5539.9	9733.7	13619.6	22028.2	22632.2	23237.5	—	—	—
300	3610.5	5813.5	8873.4	15568.9	21787.1	35239.7	36206.0	37174.3	—	—	—

Notes.

1. Table capacities are in kilowatts of refrigeration.

 $\Delta p$  – pressure drop due to line friction, Pa/m $\Delta t$  – corresponding change in saturation temperature, K/m2. Line capacity for other saturation temperatures  $\Delta t$  and equivalent lengths  $L_e$ 

$$\text{Line capacity} = \text{Table capacity} \left( \frac{\text{Table } L_e \times \text{Actual } \Delta t^{0.55}}{\text{Actual } L_e \times \text{Table } \Delta t} \right)$$

3. Saturation temperature  $\Delta t$  for other capacities and equivalent lengths  $L_e$ 

$$\Delta t = \text{Table } \Delta t \left( \frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e} \right) \left( \frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}} \right)^{1.8}$$

4. Values are based on 30°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures:

Condensing Temperature, °C	Suction Lines	Discharge Lines
20	1.04	0.95
30	1.00	1.00
40	0.95	1.24
50	0.91	1.43

5. Liquid line capacities based on 5°C suction

Table 3 Liquid Ammonia Line Capacities in Kilowatts

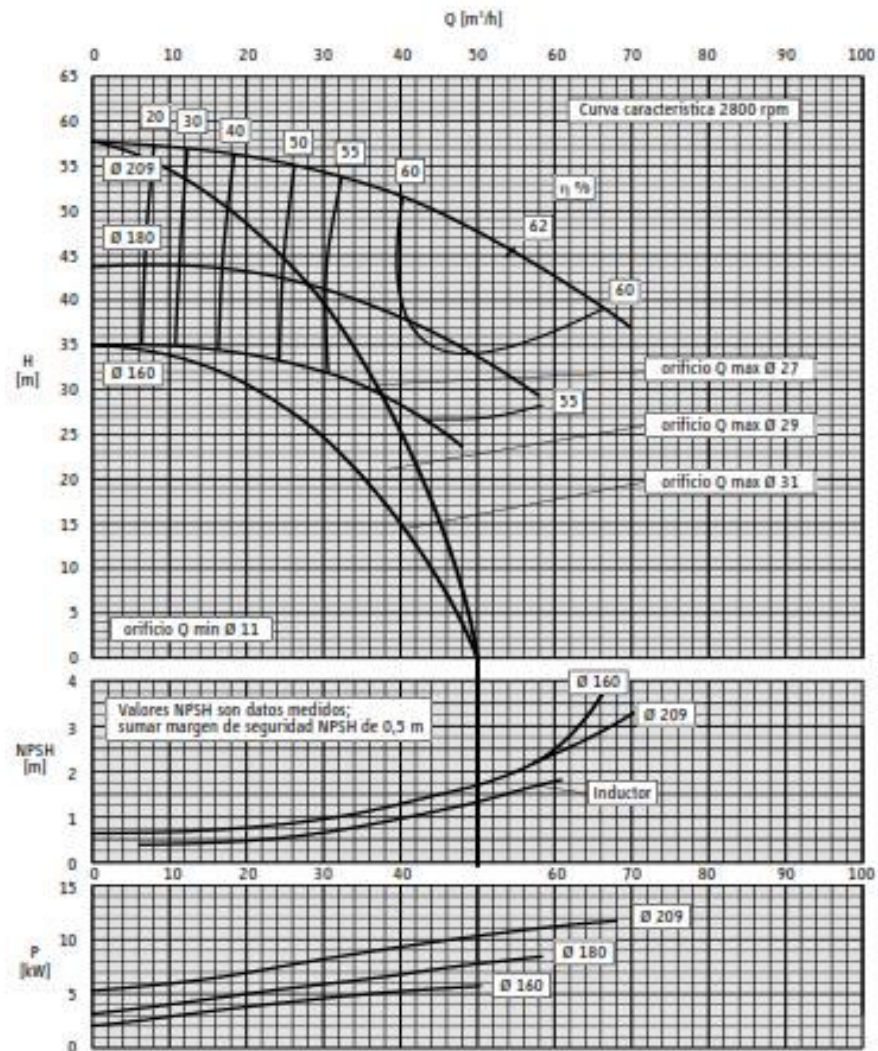
Nominal Size, mm	Pumped Liquid Overfeed Ratio			High-Pressure Liquid at 21 kPa <sup>a</sup>	Hot Gas Defrost <sup>a</sup>	Equalizer High Side <sup>b</sup>	Thermosiphon Lubricant Cooling Lines Gravity Flow <sup>c</sup>		
	3:1	4:1	5:1				Supply	Return	Vent
40	513	387	308	1544	106	791	59	35	60
50	1175	879	703	3573	176	1055	138	88	106
65	1875	1407	1125	5683	324	1759	249	155	187
80	2700	2026	1620	10150	570	3517	385	255	323
100	4800	3600	2880	—	1154	7034	663	413	586
125	—	—	—	—	2089	—	1041	649	1062
150	—	—	—	—	3411	—	1504	938	1869
200	—	—	—	—	—	—	2600	1622	3400

Source: Wilde (1977).

<sup>a</sup>Hot gas line sizes are based on 0.34 kPa pressure drop per equivalent metre of pipe at 890 kPa (gauge) discharge pressure and three times evaporator refrigeration capacity<sup>b</sup>Line sizes based on experience using total system evaporator kilowatts.<sup>c</sup>From Frick Co. (1995). Values for line sizes above 100 mm are extrapolated.



## ANEXO A-15

**Curva característica CNF 50 – 200**

Rodete 209 - 160 mm  $\varnothing$ , ancho 12 mm

FUENTE: CATALOGO BOMBAS HERMETIC